



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV ENERGETIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF ENERGETICS

VYSOKOTLAKÁ HYDRAULIKA V ZEMĚDĚLSKÝCH STROJÍCH

HIGH PRESSURE HYDRAULICS IN AGRICULTURAL MACHINERY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

VÁCLAV PAVLÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. LUBOMÍR SOUKUP

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Václav Pavlík

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Vysokotlaká hydraulika v zemědělských strojích

v anglickém jazyce:

High pressure hydraulics in agricultural machinery

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zemědělská technika je skupina strojů, u nichž je mimo jiné kladen důraz na spolehlivost, minimální provozní náklady a na schopnost plnit specifické požadavky. V této skupině strojů je ve velké míře využíváno prvků vysokotlaké hydrauliky, mezi které patří hydrogenerátory, potrubí, hadice, ventily a také hydromotory. Častým případem u zemědělských strojů je využití spalovacího motoru k přeměně mechanické energie na energii tlakovou, která je následně rozváděna hydraulickým systémem do dalších systémů a soustrojí, jež umožňují pohyb samotného stroje, pohyb zvedacích zařízení apod.

V práci by měly být uvedeny technické parametry jednotlivých výše uváděných komponent používaných v zemědělské technice, mezi které patří např. rozsah pracovních tlaků a průtoků jednotlivých hydraulických systému, tlakové pulzace apod. Bude tedy nutné porozumět funkci jednotlivých prvků vysokotlaké hydrauliky a tyto znalosti aplikovat na konkrétní zařízení zemědělské techniky.

Cíle bakalářské práce:

Jedním z cílů této práce je podat stručný přehled hydraulických zařízení jako jsou hydromotory, hydrogenerátory a jejich ovládací zařízení. Následně bude práce zaměřena na popis nejčastějších technických řešení používaných k přeměně mechanické energie na energii tlakovou (hydrogenerátory) a zpět z energie tlakové na energii mechanickou (hydromotory) u vybrané skupiny zemědělských strojů.

Práce bude doplněna o jednoduchý výpočet vybraného hydraulického systému (např. hydrogenerátor – rozvod tlakového oleje – píst/hydromotor) s ohledem na pracovní průtok, tlak a popřípadě i pevnostní požadavky uvažovaného hydraulického systému.

Seznam odborné literatury:

1. ŠOB, František.: Hydromechanika
2. PEŇÁZ, Václav - BENŽA, Dušan.: Tekutinové mechanismy
3. PIVOŇKA, Josef a kol.: Tekutinové mechanismy

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Lubomír Soukup

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 12.11.2013

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce nabízí přehled nejvyužívanějších způsobů přeměny kinetické energie na tlakovou a naopak, pomocí hydrostatických převodníků. Je zaměřena na problematiku vysokotlakých hydraulických mechanismů v zemědělských strojích. V další části jsem se zaměřil na objasnění funkce důmyslných hydraulických systémů u současných traktorů a výpočet tepelných ztrát při zvedání závaží předním třibodovým závěsem. K vyřešení byla použita Bernoulliho rovnice pro proudění skutečné kapaliny v potrubí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hydromotor, hydrogenerátor, zemědělská technika, traktor, třibodový závěs, hydrostatický mechanismus, řídicí prvky, tepelné ztráty, Bernoulliho rovnice, měrná ztrátová energie

ABSTRACT

This bachelor thesis provides an overview of the most used ways of converting kinetic energy into pressure energy and the other way around by using hydrostatic converters. It is focused on the issue of high-pressure hydraulic mechanisms in agricultural machinery. In the next section I focused on getting an overview of the function of sophisticated hydraulic systems in current tractors and calculation of heat losses of lifting weight by front three-point hitch. For solving was used Bernoulli equation for real flow in pipes.

KEY WORDS

Hydraulic motor, pump, agricultural machinery, tractor hitch, hydrostatic mechanism, hydraulic controls, heat losses, the Bernoulli equation, specific energy loss

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PAVLÍK, V. *Vysokotlaká hydraulika v zemědělských strojích*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 53 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Lubomír Soukup.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím uvedených pramenů a literatury, pod vedením Ing. Lubomíra Soukupa.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Pavlík Václav

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Lubomíru Soukupovi za jeho věcné připomínky a pomoc při řešení problémů. Poděkovat chci také mým rodičům, kteří mně po celou dobu bakalářského studia podporovali.

OBSAH

1 ÚVOD	15
2 HYDROSTATICKÝ POHON	16
3 HYDROSTATICKÉ PŘEVODNÍKY	17
3.1 Výhody a nevýhody hydrostatického převodníku	17
3.2 Rozdělení hydrostatických převodníků	17
3.2.1 Podle směru přestupu energie	17
3.2.2 Podle možností řízení geometrického objemu	18
3.2.3 Podle možnosti pracovat v jednom nebo obou směrech otáčení	18
4 HYDROGENERÁTOR	19
4.1 Požadavky na hydrogenerátory	19
4.2 Rozdělení hydrogenerátorů	19
4.3 Zubové hydrogenerátory	20
4.3.1 Princip zubového hydrogenerátoru s vnějším ozubením	20
4.3.2 Princip zubového hydrogenerátoru s vnitřním ozubením	21
4.4 Lamelové hydrogenerátory	22
4.4.1 Lamelové hydrogenerátory s lamelami vedenými v rotoru	23
4.4.2 Lamelové hydrogenerátory s lamelami vedenými ve statoru	23
4.5 Pístové hydrogenerátory	24
4.5.1 Radiální pístové hydrogenerátory	24
4.5.2 Axiální pístové hydrogenerátory	25
5 HYDROMOTOR	27
5.1 Rotační hydromotory	27
5.1.1 Zubové hydromotory	27
5.1.2 Lamelové hydromotory	27
5.1.3 Pístové hydromotory	28
5.2 Hydromotory s kyvným pohybem	28
5.3 Přímočarý hydromotor	28
5.2.1 Rozdělení přímočarých hydromotorů	29
6 ŘÍDÍCÍ PRVKY	31
6.1 Prvky pro hrazení průtoku	31
6.2 Prvky pro řízení průtoku	32
6.3 Prvky pro řízení tlaku	32
7 HYDRULIKA V ZEMĚDĚLSTVÍ	33
7.1 Traktory v zemědělství	34
8 HYDRAULIKA TRAKTORŮ	35

8.1 Otevřené hydrostatické obvody	35
8.2 Uzavřené hydrostatické obvody	36
8.3 Vnější hydraulický obvod	37
8.4 Vnitřní hydraulický obvod	37
8.5 Řešení výpočtu tepelných ztrát vnitřního otevřeného hydraulického obvodu, pro přední tříbodový závěs traktoru	38
8.5.1 Výpočet zpětné větve	40
8.5.2 Výpočet pryžového potrubí na výstupu hydromotoru	42
8.5.3 Výpočet hydromotorů	42
8.5.4 Výpočet pryžového potrubí pro přívod k pístům	45
8.5.5 Výpočet přívodní větve	46
8.5.6 Výpočet nádrže a sací větve	47
8.5.7 Výpočet hydrogenerátoru	48
8.5.8 Celkový tepelný výkon	48
9 ZÁVĚR	50
10 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	51
11 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	53

1 ÚVOD

Zemědělské stroje jsou specifickou skupinou mechanizačních prostředků. K velkému rozvoji hydraulických systémů v zemědělství došlo už v 80. letech. V dnešních zemědělských strojích jsou hydraulické mechanismy nedílnou součástí a jejich využití je stále na vzestupu. Díky stále dokonalejším technickým provedením těchto mechanismů je člověk schopen vykonat více práce s nižšími provozními náklady, než tomu bylo dříve.

V zemědělské technice je stále ve větší míře využíváno hydrostatických mechanismů s vysokými pracovními tlaky. V první části se seznámíme s různými konstrukčními řešeními převodu tlakové energie kapaliny na energii mechanickou a naopak. Tento převod se děje v zařízeních nazývajících se hydrostatické převodníky. Cílem práce bylo podat přehled a objasnění funkce těchto prvků hydraulických mechanismů, jako jsou např. pístové hydrogenerátory, přímočaré hydromotory apod. Uvedeny jsou zde i parametry jako pracovní tlaky, průtoky, nebo účinnosti. Tato část vychází z obecně dobře dostupné literatury tekutinových mechanismů, nebo hydraulických strojů. U každé skupiny mechanismů je popsáno jejich konkrétní využití v zemědělských strojích.

Nejrozšířenější pracovní stroj v zemědělské aktivitě lidí je traktor, kterému je věnována samostatná kapitola. Traktory využívají mnoho variací hydrostatických mechanismů, proto je opodstatněné zabývat se právě jimi. Jako zdroj informací zde posloužila odborná literatura např. Agronomické fakulty Mendelovy univerzity v Brně.

Na závěr práce je proveden výpočet hydraulického obvodu traktoru s ohledem na ztráty. Při návrhu tohoto obvodu jsem vycházel ze skutečných parametrů traktorové hydrauliky, dostupných z katalogů výrobců jako Fendt, Johndeere, Linde Hydraulics, Bosch Rexroth apod. Některé parametry jsou však z důvodů firemního tajemství nedohledatelné, proto bylo nutné je odhadnout. Výpočtová náročnost odpovídá znalostem hydromechaniky bakalářského studia.

2 HYDROSTATICKÝ POHON

Hydrostatický pohon patří do skupiny hydraulických mechanismů, které uvádí stroj do pohybu. Hydraulické mechanismy umožňují přenos energie na jednotlivé funkční prvky stroje. Tento způsob přenosu energie se vyznačuje kompaktností, bezpečností a snadnou ovladatelností. Mezi vstupními a výstupními prvky hydraulického obvodu se k přeměně energie využívá kapalina. Kapaliny mohou být nositeli více druhů energie. U hydrostatických pohonů je využíváno tlakové energie kapaliny, na rozdíl od hydrodynamických pohonů využívajících kinetické energie kapaliny. [5], [6]

Přenášený výkon je dán vztahem

$$P = Q \cdot \Delta p, \quad (1.1)$$

kde P [W] je výkon, Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] objemový průtok a Δp [Pa] tlakový spád.

Hydraulické prvky, ve kterých se převádí energie z tuhých částí (ozubená kola, rotor s lamelami, písty, šroubová vřetena) na tlakovou energii kapaliny a naopak, se nazývají hydrostatické převodníky. Z hlediska přenosu energie jsou hydrostatické převodníky vstupními a výstupními prvky hydraulického mechanismu. Tyto prvky jsou nazývány hydrogenerátory a hydromotory. [1]

3 HYDROSTATICKÉ PŘEVODNÍKY

3.1 Výhody a nevýhody hydrostatického převodníku [3]

Hydrostatické převodníky jsou využívány především pro svou vysokou produktivitu, z níž plyne řada výhod oproti převodům mechanickým. Výhody hydrostatických převodů jsou:

- Schopnost plynule měnit výstupní otáčky v širokém rozsahu.
- Umožňují stálý chod i při velmi nízkých otáčkách a plném krouticím momentu.
- Jsou schopné měnit smysl otáčení (reverzní)
- Jsou chráněny proti přetížení přepouštěcím ventilem v hydraulickém obvodu.
- Mají velmi dobrou rychlost reakce, zapříčiněnou velmi malými setrvačnými silami.
- Umožňují plynulé zvyšování otáček od nuly, při využití maximálního krouticího momentu.
- Jsou vyráběny v širokém rozsahu velikostí a výkonů. Mohou být voleny v různých kombinacích - hydromotor/hydrogenerátor při proměnném či konstantním pracovním objemu.
- Jednotlivé prvky mohou být umístěny co nejvýhodněji z hlediska funkce, protože nemusí vyžadovat propojení mechanickou vazbou

Na druhou stranu mají hydrostatické převodníky také své nevýhody a to:

- Ovládací prvky hydrostatického převodníku pracují s nízkými průtoky, a proto jsou citlivější na nečistoty v provozní kapalině.
- Díky nárokům na přesnost výroby jsou hydrostatické převodníky cenově nákladnější než mechanické převody.
- Dochází k vysokým ztrátám díky horšímu přenosu energie. Ke snížení ztrát pracovní tlakové kapaliny, zapříčiněné svodovým odporem-průsakem, je zapotřebí velmi přesné výroby součástek a kvalitní provozní údržba. [4]

Tyto nevýhody však v současné době neznamenaají pro výrobce příliš velkou překážku a proto je vývoj hydrostatických pohonů v zemědělství na vzestupu. Cílem je dosáhnout co nejvyššího výkonu při co nejnižších nákladech, rozměrech a požadavcích na údržbu. Zároveň jedním z nejdůležitějších požadavků je co nejvyšší životnost. Účinnost hydrostatických převodníků závisí na provozních parametrech, zejména tlaku, otáčkách, viskozitě a nastavení u regulačních převodníků a pohybuje se v rozmezí 0,8 až 0,9. [3], [7]

3.2 Rozdělení hydrostatických převodníků

Hydrostatické převodníky lze rozdělit dle několika kritérií. Níže uvedená rozdělení a označení jsou vhodná především pro přesnější určení vlastností jednotlivých převodníků.

3.2.1 Podle směru přestupu energie

Hydrostatické převodníky lze rozdělit podle směru přestupu energie na:

- hydromotory
- hydrogenerátory

V Hydrogenerátoru se převádí mechanická energie z tuhých částí na tlakovou energii kapaliny. U hydromotoru je směr přestupu energie opačný, tj. ze sloupce kapaliny na tuhé části. [1]

3.2.2 Podle možností řízení geometrického objemu

Podle možností řízení geometrického objemu lze převodníky rozdělit [1]:

- neregulační, jejichž geometrický objem se za chodu nemění
- regulační, jejichž geometrický objem lze měnit a řídit.

Geometrický objem je základním parametrem převodníků. *Je to objem pracovního prostoru (tj. ohraničeného prostoru převodníku, kde probíhá přestup energie) příslušející jednomu úkomu převodníku, tj. jedné otáčce či zdvihu.* [1]

Pro geometrický objem převodníku platí vztah

$$V = \frac{Q_t}{n}, \quad (2.1)$$

kde „V“ [m³] je geometrický objem, „Q_t“ [m³.s⁻¹] teoretický objemový průtok a „n“ [s⁻¹] otáčky. [4]

3.2.3 Podle možnosti pracovat v jednom nebo obou směrech otáčení

Převodníky můžeme rozdělit také podle možnosti pracovat v jednom nebo obou směrech otáčení:

- bez reverzace
- reverzní

Bez reverzace se mohou převodníky otáčet pouze jedním směrem (buď jedním, nebo druhým) a smysl otáčení nelze snadno změnit. Byla by nutná demontáž a úpravy zařízení. Reverzní jsou uzpůsobeny k práci při libovolném směru otáčení. [1]

4 HYDROGENERÁTOR

Hydrogenerátorem je označován prvek hydraulického mechanismu, který je z hlediska přenosu energie prvkem vstupním. Je to zařízení, které působením pracovního mechanismu, poháněného hřídelem spalovacího motoru, přeměňuje mechanickou energii na energii tlakovou. [1], [6]

Nevhodné je pro tento přístroj používat název čerpadlo, jehož funkcí je pouze čerpání kapaliny, tudíž nemůže být zdrojem proudící tlakové kapaliny, jež je schopna pohánět motor. [6]

4.1 Požadavky na hydrogenerátory

Na hydrogenerátory jsou obecně kladeny velké nároky a požadavky, které souvisí především se specifickými pracovními podmínkami. Hlavní požadavky jsou [6]:

- zajištění požadovaného tlaku a dodávaného množství kapaliny
- schopnost provozu s kapalinou, jejíž viskozita je proměnná v závislosti na teplotě (rozmezí je $10-1000 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)
- schopnost pracovat s neúplně čistou kapalinou
- nízké pulsace tlaku
- co nejvyšší účinnost, aby nedocházelo k jeho nadměrnému zahřívání
- umožnit jednotnou průtokovou účinnost v celém rozsahu pracovních teplot kapaliny (až 100°C)

4.2 Rozdělení hydrogenerátorů

Z hlediska konstrukčního uspořádání lze hydrogenerátory rozdělit do několika skupin:

- zubové (vnější, vnitřní ozubení)
- lamelové
- pístové (axiální/radiální, regulační/neregulační)
- šroubové
- speciální - kombinované

V zemědělské technice se příliš neuchytily hydrogenerátory šroubové, především pro svou výrobní náročnost a tím vysokou cenu.

Speciálními jsou myšlena zařízení taková, která musí splňovat speciální požadavky odlišné od parametrů obecné hydrauliky, nebo disponují některými parametry, jejichž splnění není pro běžnou hydrauliku ekonomicky únosné. Využívají se především v letectví a kosmonautice.

Nejčastěji používanými hydrogenerátory v zemědělské technice jsou zubové, pístové a lamelové. Dále má smysl se zabývat právě těmito konstrukčními řešeními [1], [4].

4.3 Zubové hydrogenerátory [3]

Patří k nejjednodušším zdrojům tlakové energie v hydraulických okruzích, hlavně pro svou vysokou spolehlivost, výrobní jednoduchost, konstrukční a výrobní nenáročnost a odolnost proti nečistotám v kapalině.

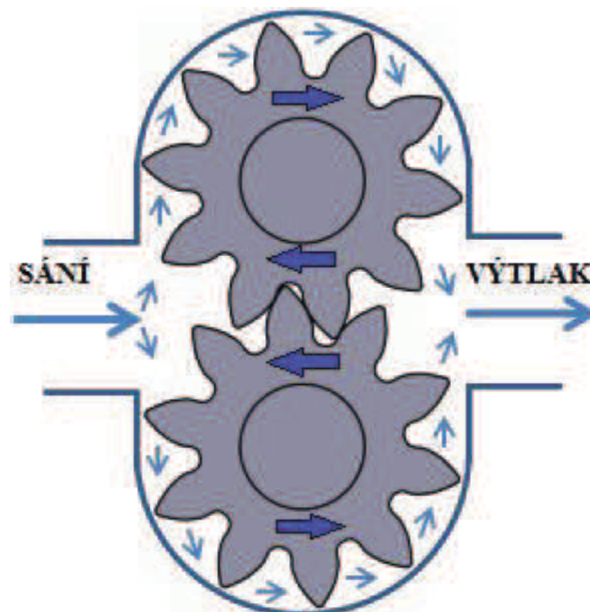
Jedná se o typicky neregulační hydrogenerátory, využívané často v obvodech s přímočarými hydromotory, u hydraulických mechanismů v mobilní technice (např. u traktorů, strojů pro manipulaci - vysokozdvizné vozíky, nakladače, u zemních a stavebních strojů, apod.)

Podle konstrukčního provedení můžeme zubové hydrogenerátory rozdělit na generátory:

- s vnějším ozubením
- s vnitřním ozubením (mají lepší rovnoměrnost proudu díky zvýšení doby, kdy je vnitřní ozubení v záběru)

4.3.1 Princip zubového hydrogenerátoru s vnějším ozubením

Princip činnosti zubového hydrogenerátoru je dán ze záběru dvou ozubených kol, z nichž jedno je pevně spojeno s hnacím hřídelem a tak je hydrogenerátor uváděn do pohybu. Na straně sání, tedy v místě vycházení zubů ze záběru (kde se od sebe začínají zuby vzdalovat), se zvětšuje prostor a díky relativnímu podtlaku dochází k sání kapaliny. Nasátý objem čerpaného media je poté unášen v zubových mezerách po obvodě ve směru šipek (viz obr. 1).



Obr. 1 Schéma zubového hydrogenerátoru s vnějším ozubením [8].

V okamžiku uzavření sacího otvoru, hranou zubu, začne vzrůstat tlak po obvodu kol až na tlak, kterým je kapalina vytlačena výstupním otvorem do hydraulického okruhu. Na obvodě a čelech ozubených kol vznikají netěsnosti (v důsledku hlavové vůle), dochází zde tak k prosakování, či zpětnému proudění části kapaliny zpět do prostoru sání.

Provozní otáčky těchto hydrogenerátorů závisí na typu a velikosti zařízení. Jejich rozsah je (10 až 50 s⁻¹). Díky průtokovým ztrátám je nutno vynaložit minimálně takové otáčky, aby

došlo k eliminaci ztrát z prosakování a zároveň aby došlo k úplnému zaplnění pracovních prostorů.

Největší podíl na průtokových ztrátách má axiální vůle, která se pohybuje řádově v setinách mm. Tyto hydrogenerátory pracují s tlakem 3 až 6 MPa (maximálně 8 MPa). K dosažení vysoké účinnosti (0,85 až 90) a to i při vysokých tlacích (16 až 20 MPa) je zapotřebí vymezení axiální vůle. Z toho důvodu byly zavedeny hydrogenerátory s automatickým vymezením axiální vůle.

Různými konstrukčními úpravami lze docílit dokonalejšího vymezení vůle (čelních, axiálních) a tím zvýšit pracovní tlak těchto hydrogenerátorů, při zachování účinnosti. [4], [6]

4.3.2 Princip zubového hydrogenerátor s vnitřním ozubením

Hydrogenerátory s vnitřním ozubením mají několik výhod oproti hydrogenerátorům předešlým, jako větší délku záběru, což vede k pozvolnějšímu plnění a vyprazdňování mezer mezi zuby. Taktéž mají podstatně nižší pulsace průtoku, což se projevuje jejich nižší hlučností i při vysokých tlacích, jsou však náročnější na výrobu.

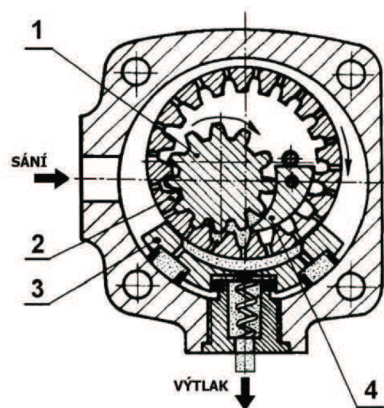
Existují dva druhy těchto hydrogenerátorů:

- s vnitřním evolventním ozubením
- výstředníkové (gerotory - s cykloidním ozubením)

Hydrogenerátor s vnitřním evolventním ozubením pracuje na obdobném principu, jako hydrogenerátor s ozubením vnějším.

Uvedené hydrogenerátory pracují s trvalým tlakem 21 až 30 MPa a maximálním tlakem 31 až 33 MPa. Průtoková účinnost je 0,94 až 0,97 a celková účinnost 0,85 až 0,9. Dosahují velikostí geometrických objemů $(3,5 \text{ až } 160) \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$.

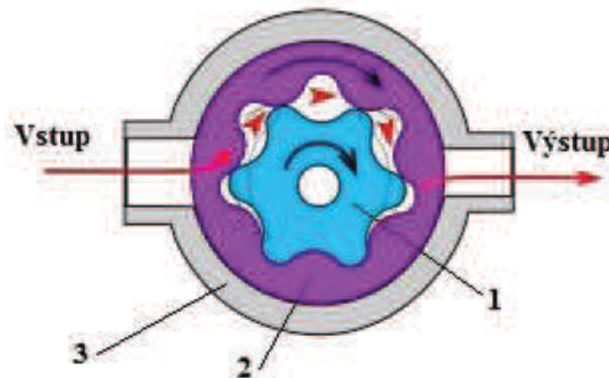
Na obrázku č. 2 je hydrogenerátor, jehož hnací ozubené kolo 1 s vnějším ozubením společně s otočně uloženým věncem 2 s vnitřním ozubením tvoří spoluzabírající soukolí. Mezi hnací kolo 1 a kolo s vnitřním ozubením 2 je vložen dělicí klín 4, který uzavírá mezery mezi zuby během přechodu kapaliny mezi vstupním a výstupním prostorem. Kolo s vnitřním ozubením 2 je opřeno o opěrný segment 3. Působením pružiny a silou řízenou výstupním tlakem kapaliny je volně uložený věnec 2 přitlačován k hnacímu kolu 1. Tímto způsobem je kolo 1 udržováno v záběru. [1], [4], [10]



Obr. 2 Schéma zubového hydrogenerátor s vnitřním ozubením [10]

(1 - hnací kolo, 2 - volně uložený věnec, 3 - opěrný segment, 4 - dělicí klín)

Výstředníkové hydrogenerátory, nazývané často dle původního patentu gerotor, jsou typické lišícím se počtem zubů kola a pastorku o 1 zub. Při otáčení jsou zuby neustále v záběru. Hlavními částmi těchto typů hydrogenerátorů jsou rotor 1, kolo 2 a vnější kroužek 3, jenž vymezuje výstřednost kola 2 vůči rotoru jak je patrné z obrázku č. 3. Během první poloviny otáčky se kapalina nasává do zvětšujících se mezer a následně je ze zmenšujících se mezer vytlačována.



Obr. 3 Schéma výstředníkového hydrogenerátoru s vnitřním ozubením (Gerotor) [11]

(1 - rotor, 2 - kolo, 3 - vnější kroužek)

Rotor 1 a kolo 2 se otáčejí ve stejném smyslu různými úhlovými rychlostmi. Převodový poměr tohoto soukolí je

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_1}{z_2 - z_3}, \quad (4.1)$$

kde „ z_1 “ je počet zubů rotoru a „ z_2 “ je počet zubů kola.

Počet zubů rotoru bývá 4 až 13.

Tyto hydrogenerátory jsou jednodušší na výrobu a levné. Pracují s provozním tlakem nepřevyšujícím 5 MPa při otáčkách až 67 s⁻¹. Využívají se nejčastěji jako plnicí hydrogenerátory, nebo jako zdroj tlakové kapaliny v mazacích okruzích. [1], [6]

4.4 Lamelové hydrogenerátory

Kromě zubových hydrogenerátorů různých provedení se v hydraulických soustavách čteně používají i hydrogenerátory lamelové, které jsou dalším představitelem hydrogenerátorů s rotačním pohybem pracovního prvku. Základní části těchto zařízení jsou rotor otáčející se uvnitř statoru a ploché, radiálně pohyblivé lamely umístěné v rotoru resp. statoru. Lamely kloužou po vnitřní dráze statoru (kruhový, nebo křivkový průřez), resp. po dráze rotoru (průřez symetrické vačky). Přitlačovány jsou pružinou, pracovním tlakem zavedeným do prostoru nad lamely, nebo u rychloběžných hydrogenerátorů odstředivou silou. Stroje s kruhovou dráhou využívají výstřednosti rotoru vůči statoru. Lamely zastávají funkci pracovní a současně těsnící. Při dotyku lamel dráhy vznikají jednotlivé pracovní komory a při otáčení se mění radiální vzdálenost mezi rotorem a statorem a tím se mění objem komor, čímž dochází k čerpání. Pro své malé rozměry zástavby, relativně nízkou hlučnost, nízkou váhu a

nepatrné pulsace na výtlaku nacházejí často uplatnění v zemědělských strojích. Zejména pak v jednotkách hydraulických posilovačů řízení, na cisternách apod. [4], [9], [10]

Podle uložení lamel rozlišujeme lamelové hydrogenerátory na generátory:

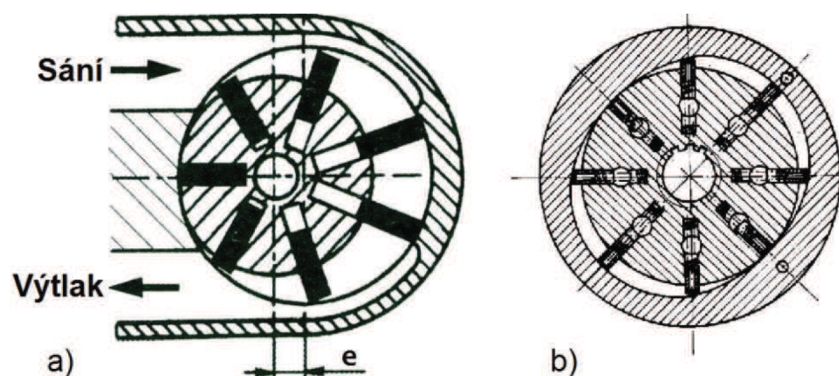
- s lamelami vedenými v rotoru
- s lamelami vedenými ve statoru

4.4.1 Lamelové hydrogenerátory s lamelami vedenými v rotoru

Lamelové hydrogenerátory s lamelami uloženými v rotoru dělíme podle konstrukčního provedení a tvaru křivkové dráhy na provedení s nevyváženým a vyváženým rotorem.

Lamelový hydrogenerátor s nevyváženým rotorem (obr. 4a) má válcový rotor umístěn excentricky ve statoru s kruhovou oběžnou dráhou. V drážkách rotoru jsou zasunuty lamely buď radiální, nebo skloněné pod úhlem 10 až 15°. Z hlediska nevyváženosti rotoru od tlaku na výstupu dochází k značnému namáhání ložisek, což je nevýhodou provedení tohoto typu. Geometrický objem je možné upravit změnou excentricity e , což způsobuje při stejných otáčkách změnu průtoku. V případě, kdy $e = 0$ nedochází k průtoku kapaliny z důvodu shodných objemů komor mezi lamelami po celém obvodu rotoru. Tyto hydrogenerátory jsou běžně používány pro tlaky 10 až 16 MPa, při velikostech geometrického objemu $(10 \text{ až } 150) \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$.

Lamelový hydrogenerátor s vyváženým rotorem nedává možnost změny geometrického objemu nezávisle na otáčkách. Rotor i stator jsou v tomto provedení souosé, jak je patrné z obr. 4b. Křivková dráha statoru vytváří dvojice protilehlých výtlačných a sacích prostorů, spojených kanály v tělese. Během jedné otáčky tak dojde dvakrát k vysunutí a zasunutí lamely. Jejich předností je vyvážení hydrostatických sil, tudíž zatížení ložisek je podstatně nižší, než u hydrogenerátorů s nevyváženým rotorem. Takto vyvážený hydrogenerátor umožňuje vyšší pracovní tlaky. Maximální tlaky jsou od 10 do 20 MPa, při geometrických objemech $(10 \text{ až } 200) \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$. Výhodou těchto prvků je možné konstrukční řešení, spojující více hydrogenerátorů v jednom tělese. Běžně se vyrábí jako dvou Proudové (dvoucestné) s jedním společným vstupem. [1], [4], [10]



Obr. 4 a) Lamelový hydrogenerátor s nevyváženým rotorem, b) Lamelový hydrogenerátor s vyváženým rotorem a křivkovou dráhou statoru [10]

4.4.2 Lamelové hydrogenerátory s lamelami vedenými ve statoru

Hydrogenerátory této konstrukce mají lamely uloženy ve statoru. Lamely jsou radiálně posuvné a přitlačovány jsou na rotor tvaru symetrické vačky, která je uložena souose vůči

statoru. Toto uložení neumožňuje změnu geometrického objemu. Jednomu rotoru náleží obvykle pouze dvě lamely, což vede k nerovnoměrnosti tlakového proudu kapaliny. Ke zlepšení se využívá konstrukce o dvou rotorech na společném hřídeli, jejichž vačkové části jsou vzájemně pootočený o 90°.

Oproti předchozím typům mají horší účinnost. Využití nacházejí především pro svůj tichý chod a nižší cenu. Vyrábějí se pro maximální tlaky od 16 do 21 MPa. Velikosti geometrických objemů jsou $(5 \text{ až } 250) \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$. Taktéž se vyrábějí jako dvoucestné či třicestné se společným vstupem. [1], [4]

4.5 Pístové hydrogenerátory

Jedním z nejstarších hydrogenerátorů je provedení pístu ve válci, který koná přímočarý vratný pohyb. Princip činnosti všech pístových hydrogenerátorů je totožný. Při pohybu pístu ve směru zvětšování objemu pracovního prostoru ve válci, se do něj nasává kapalina. Následným pohybem pístu zpět je kapalina z válce vytlačena do výstupu. Celkový geometrický objem je obvykle složen z proudů vystupujících z několika válců a pístů. Jejich počet je většinou lichý, čímž se zajistí rovnoměrnější proudění, než při sudém počtu pístů.

Vyrábějí se v mnoha provedeních, které se liší hlavně konstrukcemi rozvodů a kinematiky pístového mechanismu. Pístové hydrogenerátory jsou velmi rozšířené pro své význačné vlastnosti. Využívají se vždy, když jsou zapotřebí vysoké pracovní tlaky (až 45 MPa), při otáčkách až 130 s^{-1} a to při velmi dobré průtokové účinnosti a maximální životnosti.

Nevýhodou těchto zařízení je nutnost dokonalého čištění kapaliny, použití kvalitní kapaliny a nutnost velmi přesné výroby, která je proto nákladná a cena je mnohem vyšší než u srovnatelného např. zubového hydrogenerátoru.

Pístové hydrogenerátory se konstruují neregulační, nebo regulační (geometrický objem se řídí změnou zdvihu pístu). Největší předností je pak možnost snadné automatické regulace. V hydraulických soustavách vyžadujících regulovat dodávané množství tlakové kapaliny se, až na výjimečné případy, využívá právě hydrogenerátorů pístových. [4], [6]

Podle prostorového uspořádání pístů k ose rotace hřídele se pístové hydrogenerátory dělí na generátory:

- radiální,
- axiální,
- řadové.

Řadové pístové hydrogenerátory mají písty uspořádány v řadě rovnoběžné s osou otáčení. Písty jsou poháněny klikovým mechanismem. Jsou konstruovány pro velmi vysoké tlaky (až 60 MPa). Jsou určeny především pro stacionární zařízení jako např. lisy. Nejběžnějšími zástupci pístových hydrogenerátorů v zemědělské technice jsou však radiální a axiální provedení, proto budou dále rozvinuty právě zmiňované typy strojů. [6]

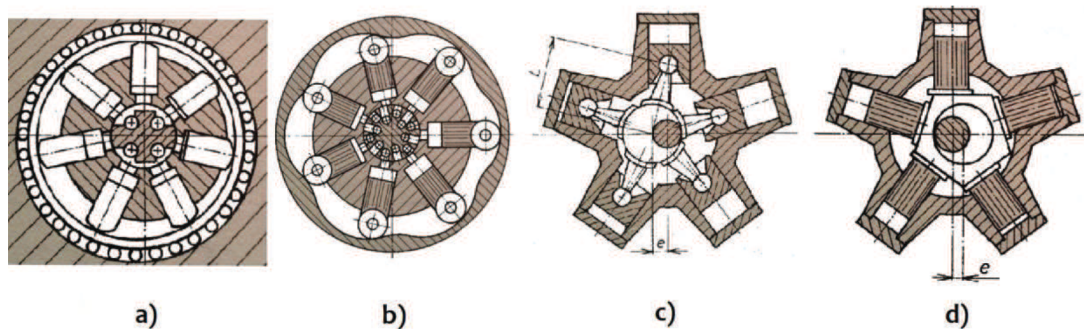
4.5.1 Radiální pístové hydrogenerátory

Radiální pístové hydrogenerátory mají osy válců uspořádané v rovině kolmé k ose otáčení hřídele. Dle konstrukce uspořádání válců jsou buď s písty vedenými v rotoru, nebo s písty vedenými ve statoru.

První skupina, hydrogenerátory s písty vedenými v rotoru, neboli s rotujícím blokem válců, mají písty uloženy suvně v rotoru a ty se svým vnějším koncem opírají o dráhu statoru. Dráha

může být kruhová, nebo křivková (podobající se zkrácené epicykloidě - obr. 5b), kdy písty vykonají za jednu otáčku několik pracovních zdvihů. V případě kruhové dráhy statoru písty konají vůči bloku relativní přímočarý vratný pohyb, kdy jejich zdvih je dán velikostí výstřednosti, jak je patrné z obr. 5a. Kapalina je přiváděna k válcům otvory v čepu, kolem kterého rotuje blok válců.

Radiální hydrogenerátory s písty vedenými ve statoru můžeme nazývat též jako s nerotujícími válci. Pohon pístů je vykonáván přes ojnice s excentrickým kotoučem (obr. 5c) spojeným s hnacím hřídelem. Na vnitřní straně, kde se ojnice opírají o výstředník, mají hydrostatické ložisko, klouzající po válcové ploše excentrického kotouče. Jiná konstrukce tohoto typu je znázorněna na obr. 5d. Mezi excentrem hřídele a písty je uložen víceboký hranol. Písty jsou opřeny o jeho stěny, kterých je stejný počet jako pístů. [1], [4]



Obr. 5 Radiální pístový hydrogenerátor: a) s rotujícím blokem válců, b) s křivkovou oběžnou dráhou, c) s nerotujícími válci, d) s pohonem pístů vícebokým hranolem. [1]

Radiální pístové hydrogenerátory jsou konstruovány pro tlaky 20 až 35 MPa, přičemž otáčky nepřevyšují 25 s^{-1} . Mají nižší průtokovou účinnost než například hydrogenerátory axiální a to vlivem větších ztrát v rozvodu. Jsou navíc poměrně rozměrné a těžké. [4]

4.5.2 Axiální pístové hydrogenerátory

Jsou velmi rozšířeným typem hydrogenerátorů v různých hydraulických mechanismech a to i v zemědělské technice. Na rozdíl od zařízení s radiálním pohybem pístů jsou často rychloběžnější, jelikož písty pracují na menším průměru. [10] Základním pracovním prvkem každého axiálního pístového hydrogenerátoru je píst uložený v bloku válců rovnoběžně s osou hnacího hřídele, nebo pod úhlem sklonu k ose menším než 45° . Geometrický objem lze snadno měnit řízením zdvihu pístů, proto axiální pístový hydrogenerátor tvoří naprostou většinu vyráběných hydrogenerátorů, které lze regulovat.

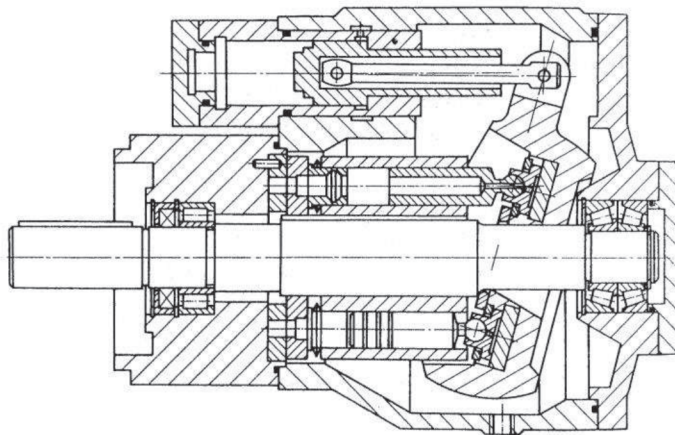
Využívány jsou dvě základní konstrukční provedení a to s nakloněným blokem válců, nebo se šikmou deskou. Na obrázku č. 6 je znázorněna první varianta a to s nakloněným blokem s neregulačním provedení. Osa hřídele není rovnoběžná s osou válců, obvykle je skloněna až o 40° . Tento úhel udává velikost zdvihu pístů, jejichž pohyb je vyvolán ojnici, uloženými v kulových kloubech v pístech a v hnacím hřídeli. Blok válců dosedá na rozvodovou desku, ve které jsou dva prostory ledvinovitého tvaru pro vstupní a výstupní potrubí.



Obr. 6 Neregulační axiální pístový hydrogenerátor s nakloněným blokem [12]

Výhodou tohoto provedení je pevná vazba mezi písty a hřídelem, zajišťující nucený pohyb pístů v obou směrech. Existuje však i regulační provedení, kdy blok válců je uložen ve výkyvném závěsu a změnou úhlu os, mezi blokem a hřídelí, je řízena velikost geometrického objemu. Vyrábějí se v širokém rozsahu velikostí. Geometrický objem je od $10 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ až do $2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$. Maximální tlaky jsou 25 až 40 MPa. Tento typ hydrogenerátorů bývá často, společně s hydromotorem stejného typu, součástí hydrostatických převodů, které slouží k přenosu výkonu spalovacího motoru.

Kompaktnější stavbou se od tohoto typu liší hydrogenerátor s nakloněnou deskou. Rotující blok válců je tentokrát nasazen přímo na hřídeli. Písty jsou uloženy v bloku válců a opírají se o nakloněnou desku. Vlivem otáčení se postupně zasouvají a vysouvají. Úhel sklonu desky bývá 18 až 20°. Důležitý je neustálý styk pístů s deskou dosažený pomocí pružin a tlakem kapaliny. U regulačního provedení (obr. 7) se mění geometrický objem změnou úhlu naklonění šikmé desky. Maximální tlaky jsou obdobné, jako u předchozího provedení. Geometrický objem je $(10 \text{ až } 400) \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$.



Obr. 7 Regulační axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou [1]

Axiální pístové hydrogenerátory jsou ve vysokotlakových hydraulických mechanismech nejrozšířenější pro schopnost vyvodit vysoké tlaky, vysokou průtokovou i celkovou účinnost. Využití nacházejí především v hydrostatických převodech, v pohonech různých přídatných zařízení a v pojezdových pohonech mobilních strojů. [1], [4], [10]

5 HYDROMOTOR

Kapalina, s potřebným průtokem a tlakem, je dodávána přes řídicí ústrojí ke spotřebiči, kde dochází ke změně tlakové energie v energii mechanickou. Takto fungující jednotka je z hlediska přenosu energie výstupním prvkem hydraulického mechanismu a nazývá se hydromotor. Výstupní veličiny jsou buď moment a otáčky, nebo síla a rychlost. Hydromotory jsou využívány pro své výhodné vlastnosti. V porovnání se stejně výkonným elektromotorem, je hydromotor zpravidla lehčí, má malý moment setrvačnosti a disponuje snadným řízením otáček. Hydromotory se dělí dle pohybu výstupního členu na rotační, s kyvným pohybem a přímočaré. [1], [4]

5.1 Rotační hydromotory

Stejně jako hydrogenerátory rozlišujeme i hydromotory podle činných prvků, které vytvářejí geometrický objem, na hydromotory:

- zubové,
- lamelové,
- pístové a
- šroubové.

Hydromotory zubové, lamelové a pístové svou podstatou odpovídají dříve zmiňovaným hydrogenerátorům. Funkce jednotlivých prvků je v podstatě analogická k funkci hydrogenerátorů. Rozdíl je, že do vstupního otvoru bude přiváděna tlaková kapalina a jejím působením se rotor rotačního hydromotoru začne otáčet. Šroubová provedení se příliš nevyužívají ze stejných důvodů jako šroubové hydrogenerátory. Proto dál bude pojednáno pouze o zbylých rotačních strojích, přičemž nejvyužívanější jsou hydromotory lamelové a pístové. [4], [6], [13]

5.1.1 Zubové hydromotory

Konstrukčním uspořádáním odpovídají zubovým hydrogenerátorům s vnějším nebo vnitřním ozubením. Hydromotory s vnějším ozubením nejsou příliš rozšířené pro nízkou celkovou účinnost (60 až 80 %). Pracují s tlaky shodnými s hydrogenerátory. Využití nacházejí v případech, kde je zapotřebí vysokých výstupních otáček (až 100 s^{-1}). Není vhodné je používat při nízkých otáčkách, při nichž pracují s nízkou účinností. Zařízení s vnějším ozubením bývají řešena jako obousměrné převodníky, schopné pracovat jako hydrogenerátor i hydromotor. Používají se pro nenáročné pohony s krátkodobým zatížením (např. jako otoč mobilních jeřábů). [4], [6]

Dalším známé provedení je pod názvem Orbit. Patří také do skupiny zubových hydrogenerátorů s vnitřním ozubením. Pohyb pastorku je orbitální, neboli složený planetový. Jeho výhodou je pak velký výstupní moment i při nízkých otáčkách. [1]

5.1.2 Lamelové hydromotory

Konstrukcí jsou opět shodné s hydrogenerátory a jsou odvozeny od všech tří uvedených typů lamelových hydrogenerátorů (s nevyváženým rotorem excentricky uloženým vůči statoru, s vyváženým rotorem, nebo s lamelami ve statoru). Při rozběhu je však nutné zajistit pružinami styk lamel s oběžnou dráhou. Obvykle jsou řešeny s vyváženým rotorem. Pracují s tlaky do 17,5 MPa a otáčkami 3,5 až 60 s^{-1} . V provedení více párů vstupních a výstupních prostorů

jsou vhodné jako pomaloběžné hydromotory, schopné pracovat při minimálních otáčkách od 10 do 20 min⁻¹.

5.1.3 Pístové hydromotory

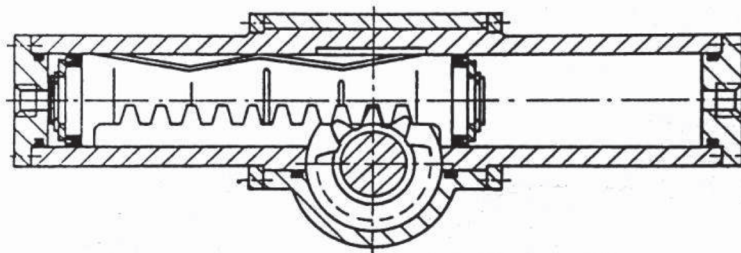
S výjimkou řadových pístových hydrogenerátorů jsou používány všechny ostatní typy pístových zařízení také jako hydromotory. Díky výborným vlastnostem, jako dobrá průtoková a celková účinnost, regulovatelnost, široké spektrum otáček, se staly nejpoužívanějšími rotačními hydromotory.

Stroje s radiálním pohybem pístů jsou podstatně více využívány jako hydromotory, než jako hydrogenerátory. Až na výjimky mohou pracovat při středních a nízkých otáčkách (do 600 min⁻¹), při tlaku až 45 MPa. Díky vysokému točivému momentu se mohou uplatnit k přímému pohonu a to bez vložené mechanické převodovky, např. u přívěsu s pomocným pohonem kol, kdy čtyři takto použité hydromotory mohou zvýšit trakční sílu až o 40 %. Malý traktor tak nemá problém překonat i složitější terény a to s plným nákladem (např. 10 tun) na přívěsu. [14]

Axiální pístové hydromotory jsou principem činnosti a konstrukčně velmi podobné s axiálními pístovými hydrogenerátory. Mohou být regulační i neregulační a mohou pracovat při vysokých otáčkách. Obě základní koncepce (nakloněný blok a šikmá deska) jsou také využívány. Zde se však vyskytují rozdíly ve vlastnostech, jako nižší rozběhový moment u hydromotoru s šikmou deskou. Tento hydromotor je využíván např. pro pohon plošných adaptérů na sklizeň kukuřice u sklízecích řezaček. Výhoda použití hydraulického motoru spočívá v kratší době zastavení sekání v případě detekce kamene, nebo kovového předmětu a to bez přetížení mechanických komponentů. [7] K přímému pohonu stroje bývá použito kombinace pístového axiálního hydromotoru s mechanickým redukčním převodem. [4], [6]

5.2 Hydromotory s kyvným pohybem

Hydromotory s kyvným pohybem slouží k přenosu velkého krouticího momentu při pohonu mechanického zařízení, v případě kdy je potřeba střídavého natáčení hřídele o úhel menší než 300°. Dané činnosti lze dosáhnout buď otočným pístem, nebo přímočarým hydromotorem s převodem, kdy je nejčastěji síla převáděna z přímočarého hydromotoru pomocí ozubení, které je patrné na obr. 8. Tyto hydromotory jsou vyráběny pro tlak až 18 MPa.

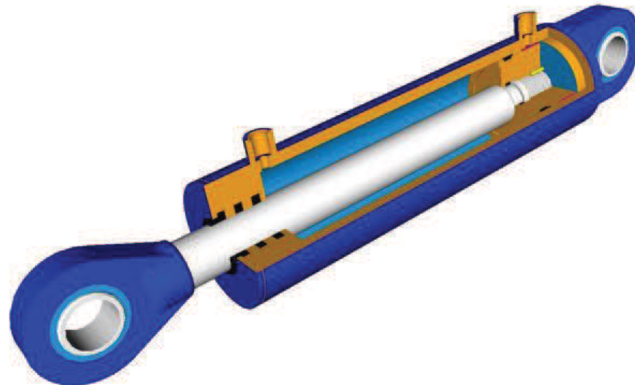


Obr. 8 Kyvný hydromotor s přímočarým hydromotorem [6]

5.3 Přímocharý hydromotor

Tyto hydromotory jsou též nazývané hydraulické válce a jsou nejrozšířenějšími hydromotory vůbec. Jejich funkce je přenos tlakové energie pracovní kapaliny ve válci na píst, který tak vyvozuje potřebnou sílu. Vzhledem k přenášenému výkonu disponují poměrně malou zástavbou a hmotností. Další výhodou je schopnost vyvodit velkou výstupní sílu, až stovky

tisíc Newtonů a to při relativně malých rozměrech. Vyznačují se též výbornou celkovou účinností (96 až 99%) [10] a díky konstrukční jednoduchosti jsou snadno vyrobitelné. Základní části (válec, píst, pístnice a víka válce) jsou vidět na obr. 9, na kterém je znázorněn řez přímočarým hydromotorem.



Obr. 9 Přímočarý hydromotor [15]

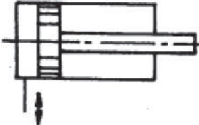
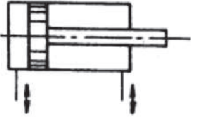
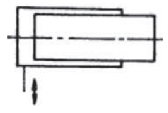
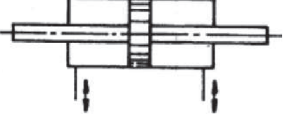
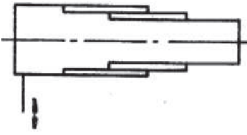
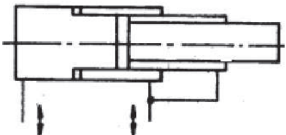
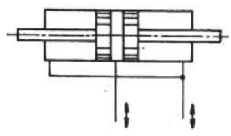
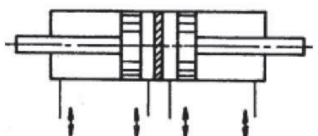
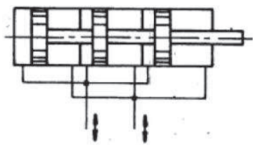
Hydraulické válce nacházejí v zemědělské technice velké uplatnění. Používají se např. ke zdvihu tříbodového závěsu u traktorů, k manipulaci lžic (drapaků) mobilních nakladačů, k závěsu bočního diskového žacího stroje apod.

5.2.1 Rozdělení přímočarých hydromotorů

Hydraulické válce bývají jednočinné, nebo dvojčinné. U jednočinného je zdvih pístnice zajištěn tlakovou kapalinou a pohyb zpět do původní polohy je zajištěn působením zatížení, případně pružinou. Dvojčinné hydromotory mají pohyb v obou směrech zajištěn tlakovou kapalinou. Dále rozlišujeme přímočaré hydromotory s pístnicí jednostrannou, či oboustrannou. Pakliže má hydromotor vnější průměr pístnice blízký se vnitřnímu průměru válce, je určen pro přenos největších sil. Takový hydromotor se nazývá plunžrový.

Často je potřeba velkých zdvihů. V některých případech je vyžadován maximální zdvih i více než trojnásobný, než je zástavbová délka celého hydromotoru. V takových situacích je využíváno vícestupňových hydromotorů, z nichž nejvyužívanější je teleskopický, který je složen z několika pístů. Ty se postupně, od největšího k nejmenšímu průměru, vysouvají. Zmíněný hydromotor je využíván v téměř všech případech naklápění korby či cisterny nákladních automobilů. Dále pro návěsy s jednostranným naklápěním (bočním, zadním), nebo vleky s horizontálním výtlačným čelem.

Kromě zmíněných konstrukcí existuje množství dalších typů provedení, jež jsou znázorněny v tab. 1. Přímočaré hydromotory se vyrábějí ve velkém množství variací podle požadovaných parametrů (průměr, zdvih a jmenovitý tlak válce). Například dle ISO 6022 může mít zařízení sílu při vysouvání 47 až 1930 kN, při průměru pístnice 50 až 320 mm. [16] Z normalizované řady tlaků kapaliny se nejvíce využívá 16, 25 a 32 MPa. Optimální tlak je závislý na materiálu a tloušťce stěny válce. [10] Někteří výrobci také nabízejí speciální typy splňující specifické požadavky, jako například přímočarý hydromotor s mechanickým zámkem. [1], [4], [6]

		Jednočinný	Dvojčinný
Přímočaré hydromotory jednostupňové	S jednostrannou pístnicí		
	Plunžrový		
	S oboustrannou pístnicí		
Přímočaré hydromotory vícestupňové	Teleskopický		
	Tendemový		
	Vícenásobný		

Tab. 1 Základní provedení přímočarých hydromotorů [6]

6 ŘÍDÍCÍ PRVKY

Pro spolehlivou činnost a požadovanou funkci hydraulických mechanismů je zapotřebí realizovat operace, které umožní řízení výstupních parametrů tlakové kapaliny. Operace řízení těchto parametrů rozeznáváme jako

- hrazení průtoku,
- řízení průtoku,
- řízení tlaku.

Toto řízení zabezpečují řídicí prvky, které jsou funkční kombinací základních konstrukčních prvků, jako např. clona, tryska, kulička, jehla, šoupátko, atd. Až na specifické zakázky, jsou řídicí prvky vyráběny v typizovaných řadách, ve velkém sortimentu a s možností montáže do potrubí, na panel, nebo na blok.

Samostatnou skupinou jsou elektrohydraulické řídicí prvky, servoventily a proporcionální ventily, které jsou nedílnou součástí např. všech moderních traktorů středních a vyšších výkonových tříd.

6.1 Prvky pro hrazení průtoku

Tato skupina řídicích prvků je velmi obsáhlá. Patří mezi ně:

- Jednosměrné (zpětné) ventily - umožňují průtok pouze jedním směrem, v opačném směru průtoku je požadováno, aby dokonale těsnili.
- Řízené jednosměrné ventily - umožňují řídit vnějším signálem průtok i ve směru, ve kterém byl hrazen. Používají se např. pro zajištění pístu přímočarých hydromotorů proti samovolnému sjetí.
- Hydraulické zámky - hradí průtok současně ve dvou větvích. Využití nachází při zajištění hydromotoru v požadované poloze.
- Uzavírací ventily - slouží převážně k uzavírání a otevírání průtoku.
- Hydraulické rozvaděče - prvky určené k rozvádění kapaliny a hrazení průtoku. Existuje velké množství typů, jako šoupátkové, nebo ventilové, dvoucestné, či vícecestné. Ovládat se dají mechanicky, pneumaticky, elektromagneticky, nebo elektrohydraulicky. Používají se pro řízení změny pohybu hydromotorů, pro stupňovité řízení rychlosti, blokování, doplňování, odpojování hydrogenerátorů apod. Na obr. 10 je zobrazen jednosekční monoblokový rozvaděč, který se využívá pro mobilní aplikace zemědělství, stavebnictví a lesnictví.



Obr. 10 Jednosekční monoblokový rozvaděč BUCHER HYDRAULIC [17]

6.2 Prvky pro řízení průtoku

Těmito prvky záměrně měníme odpor průtoku kapaliny a to z důvodu řízení pohybové frekvence hydraulických mechanismů. Mezi prvky pro řízení velikosti průtoku patří:

- Clony a trysky - prvky s konstantním odporem proti pohybu kapaliny.
- Škrtící ventily - jednoduché regulační odpory, u nichž lze odpor proti pohybu měnit spojitě. Používají se u moderních regulačních ventilů pro přesné řízení proudu. Vyrábí se i provedení se stabilizací tlakového spádu pro případy, kdy je požadována (při proměnlivé zátěži) konstantní výstupní rychlost nebo otáčky.
- Děliče průtoku - používají se v řadě hydraulických obvodů, ve kterých je na jeden zdroj tlakové kapaliny napojeno více hydromotorů. Napomáhají k zajištění synchronního chodu, nebo dodržení určitého poměru rychlostí hydromotorů, nezávisle na jejich zatížení.

6.3 Prvky pro řízení tlaku

Prvky pro řízení tlaku jsou nezbytnou součástí každého hydraulického mechanismu. Plní rozličné funkce a dělí se na dvě skupiny:

- Ventily tlakové - hydraulické prvky, u nichž je tlak na vstupu téměř nezávislý na průtoku. Podle funkce se dělí na ventily pojistné a přepouštěcí.
- Ventily redukční - jejich funkcí je snížení vstupního tlaku před ventilem na požadovanou výstupní hodnotu. V hydraulických obvodech se zapojují do série. [1], [4]

7 HYDRULIKA V ZEMĚDĚLSTVÍ

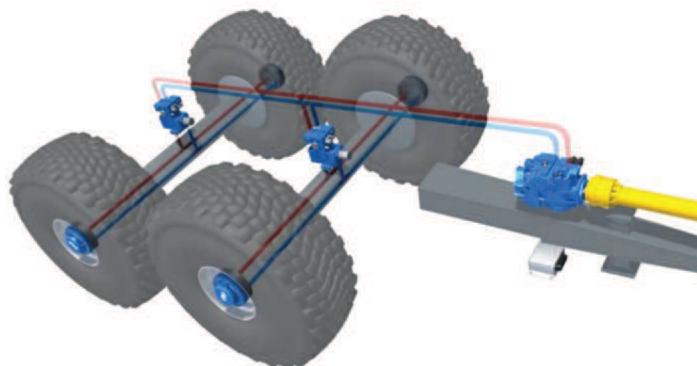
Použití hydraulických prvků v zemědělské technice je stále na vzestupu. Hydraulický přenos výkonu je uskutečňován hydraulickými mechanismy. Jejich neustálý vývoj napomáhá ke zvyšování žádaných vlastností a výkonů. Spoluvytváří tak nové možnosti konstrukčního řešení moderních zemědělských strojů. Hydraulický přenos je využíván pro své výhody, mezi které patří:

- snadný rozvod energie,(přenos velkých sil a točivých momentů) na špatně dostupná místa strojů,
- plynulá změna rychlosti poháněných mechanismů,
- jednoduché jištění proti přetížení a blokování pohybu,
- plynulý a klidný chod bez rázů,
- zaručené mazání pohyblivých částí systému.

Samozřejmostí jsou i negativní stránky hydraulických přenosů výkonu. Důvodů, proč v některých případech upřednostnit jiné formy přenosu výkonu (pneumatické, elektrické) je několik. Patří mezi ně například:

- vyšší pořizovací náklady
- menší účinnost hydrostatického systému (75 až 85 %)
- možnost znečištění půdy při úniku oleje
- hořlavost kapaliny a
- nezbytná čistota kapaliny.

V současnosti je u nových konstrukcí zemědělských strojů, i přes některé nevýhody, hojně využíváno právě hydraulických mechanismů. Konkrétně u samojízdných pracovních strojů, nevyžadujících tažený stroj (zpravidla traktor), jsou hydraulické mechanismy neodmyslitelnou součástí. Použití hydrostatických pohonů k trakci se stalo také běžné. Příkladem může být přívěs na těžký náklad. Na obr. 11 je řešení přidavného pohonu takového přívěsu od firmy Poclain Hydraulics. [4], [18], [19]



Obr. 11 Pomocný pohon přívěsu [14]

Hydraulické mechanismy jsou v zemědělské technice stále žádanější a nacházejí uplatnění v případech, kdy výhody spojené s jejich využíváním převyšují nevýhody. Příkladem může být

diferenciální hydrostatická převodovka Vario traktorů Fendt, která umožňuje plynulou změnu převodového poměru a to i při zátěži, což umožňuje výrazně snížit spotřebu paliva (až o 10 %) vznětového motoru. [20] Z dlouhodobého hlediska tak vyšší pořizovací náklady některých hydraulických zařízení mají své opodstatnění.

Díky hydraulickým mechanismům je možné každý stroj vybavit pohonem s vlastnostmi na míru, tak aby vyhovovaly specifickým operacím. Příkladem může být např. sklízecí rezačka, u které se uplatňuje hydraulický pohon umožňující plynulou regulaci otáček a tedy délku řezanky (čím nižší rychlost vkládání, tím kratší řezanka). Dalšími stroji, které by bez hydrostatického pohonu pravděpodobně neexistovaly, jsou samojízdné postřikovače. Ty využívají umístění hydromotorů v jednotlivých kolech stroje. Mohou proto disponovat velkou světlou výškou (běžně až 150 cm) a tak vykonávat činnost i ve vysokém porostu. Zajímavostí je technické řešení umožňující hydraulické nastavení rozchodu kol (3,05 až 4,06 m) postřikovačů firmy John Deere, umožňující přizpůsobit se jakékoliv šířce řádku a neznehodnocovat tak úrodu. [18], [21]



Obr. 11 Samojízdný postřikovač John Deere [21]

7.1 Traktory v zemědělství

Traktory tvoří důležitou složku v mechanizaci zemědělství. Jsou potřebné pro svou univerzálnost (vhodné pro dopravu, tažení i nesení strojů), proto se staly běžnou výbavou každého zemědělského podniku. Traktor je přizpůsoben práci v náročném terénu velkým množstvím technických řešení, včetně hydrostatických mechanismů. Dnešní stroje a jejich příslušenství se tak mohou zdát velmi složité, nicméně pro moderního zemědělce je kvalitní traktor nezbytností.

Z důvodu všeobecného rozšíření traktorů, a tudíž snazší dostupnosti literatury na toto téma, bude dále pojednáno právě o hydraulických systémech traktorů.

8 HYDRAULIKA TRAKTORŮ

Každý současný traktor má hydraulickou soustavu, která sestává z jednoho, nebo více hydraulických obvodů. Obvody jsou tvořeny hydraulickými prvky. Například hydrogenerátor (čerpadlo), hydraulické vedení (trubky a hadice), nádrž, čistič, kapalina apod. jsou hydraulické prvky.

Hydraulické obvody můžeme rozlišovat podle mnoha kritérií. U traktorů a ostatní zemědělské technik je účelné dělení podle průtoku kapaliny v obvodu na

- hydrostatické obvody (otevřené, uzavřené),
- obvody s hydrodynamickými mechanismy.

Mezi hydrodynamické mechanismy patří tekutinové mechanismy, které pracují s malým tlakem (do 1 až 2 MPa). Proto jim dále nebude věnována pozornost.

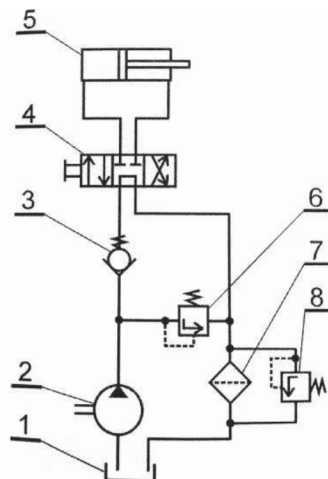
U traktoru je dále možno rozlišovat hydraulický obvod:

- vnější
- vnitřní.

V hydraulice traktorů se v převážné míře používají axiální pístové hydrogenerátory, které dosahují maximálních průtoků i přes 200 l/min. Při maximálním zatížení je tlak kolem 22 MPa. [18], [22]

8.1 Otevřené hydrostatické obvody

Otevřený hydraulický obvod (obr. 12) obsahuje hydrogenerátor, který nasává pracovní kapalinu z nádrže. Kapalina v těchto obvodech teče přes hydraulické prvky ke spotřebiči (hydromotoru) a po vykonání práce se opět vrací do nádrže. Změna smyslu hydromotoru je zajištěna šoupátkovým rozvaděčem, který má nejčastěji tři polohy. Proti přetížení je okruh zabezpečen pojistnými ventily. [3]



Obr. 12 Schéma otevřeného hydraulického obvodu [18]

(1 - nádrž, 2 - hydrogenerátor, 3 - jednosměrný ventil, 4 - rozvaděč, 5 - dvojčinný přímočarý hydromotor, 6 - pojistný tlakový ventil, 7 - filtr, 8 - pojistný ventil čističe)

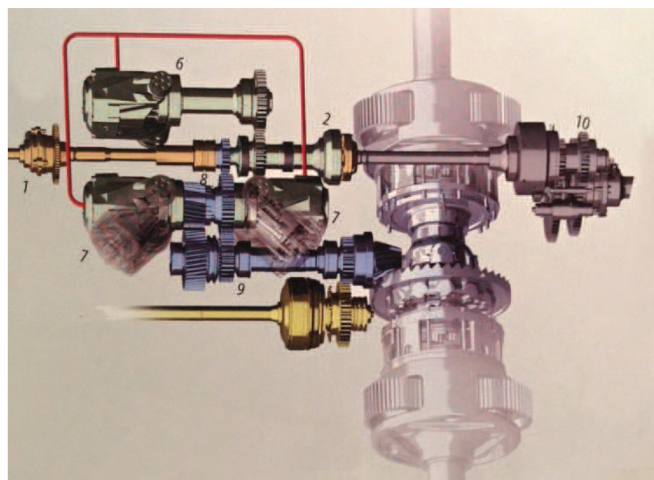
Typickým představitelem a zároveň nejsložitějším hydraulickým obvodem je patrně obvod určený pro řízení směru jízdy. Řídící jednotka pomocí tlakového oleje, prostřednictvím dvojitinného přímočarého hydromotoru (spojeného s řídicími tyčemi) natáčí koly nápravy.

U otevřeného obvodu je možné realizovat zapojení více hydromotorů v sérii, nebo paralelně. Vzájemně se dají spojovat hydromotory rotační i přímočaré. Jako generátory jsou zde využívány především zubové a pístové hydrogenerátory.

8.2 Uzavřené hydrostatické obvody

V případě uzavřeného hydraulického obvodu proudí kapalina z hydrogenerátoru do hydromotoru a po předání energie kapalina teče opět do hydrogenerátoru. Pro správnou funkci musí být uzavřené obvody doplněny ještě pomocným otevřeným hydraulickým obvodem, který plní množství úkolů (čistí kapalinu v čističi, udržuje potřebný tlak v nízkotlaké větvi uzavřeného obvodu, chladí kapalinu v chladiči, je zdrojem energie k regulaci převodníků). Poslední jmenovaný úkol je v současnosti nahrazován elektromagnetickým ovládním hydrogenerátoru pomocí joysticku přímo z kabiny traktoru. Pojišťovací ventily zajišťují, že nedojde k překročení tlaku v hlavní větvi, čímž je okruh chráněn proti přetížení.

Tohoto systému se často využívá pro hydrostatický trakční pohon zemědělských strojů. V traktorové technice je u strojů střední a vyšší výkonové třídy často využíváno různých řešení CVT převodovek (Continuously variable transmission - umožňující plynulou změnu rychlosti). Traktorové převodovky využívají diferenciální hydrostatickou převodovku založenou na kombinaci hydraulického a mechanického přenosu točivého momentu. Tyto převodovky tvoří základ nejnovější technologie přenosu točivého momentu u traktorů. Příkladem může být již dříve zmiňovaná diferenciální hydrostatická převodovka Vario, výrobce Fendt (Obr. 13). Hydraulickou část tvoří uzavřený hydraulický obvod - axiální pístový regulační hydrogenerátor a dva regulační hydromotory. Regulace je realizována řízenou změnou geometrického objemu naklápěním regulační desky, nebo celého bloku s písty. Tlak kapaliny dosahuje 40 MPa. Mechanickou část tvoří planetové soukolí a skupinová dvoustupňová převodovka. Výkon motoru přenášený mechanickými převody se sčítá s výkonem přenášeným hydrostaticky na slučovací hřídeli. Pojezd traktorů Fendt lze ovládat pomocí joysticku, nebo pedálem.



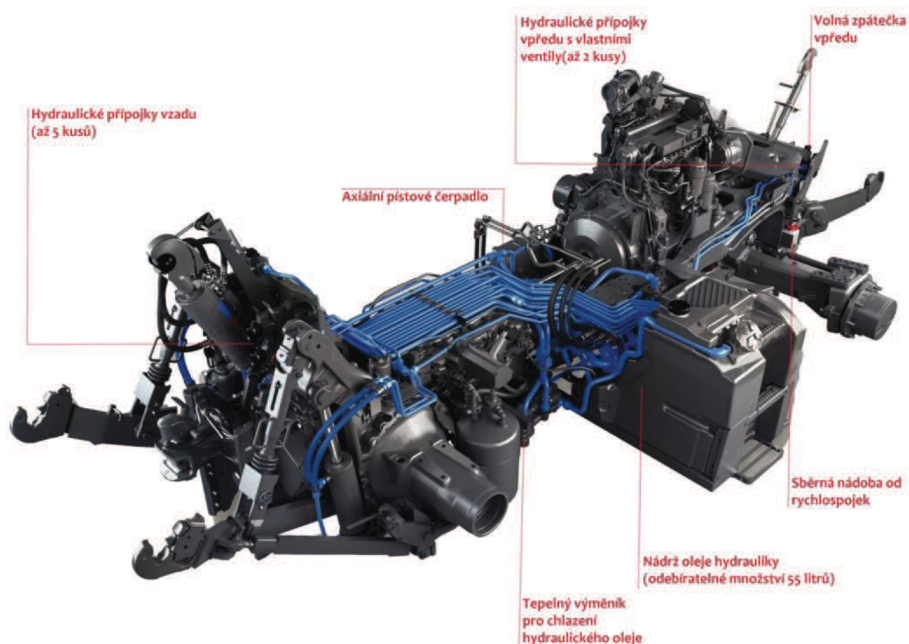
Obr. 13 Schéma převodovky Vario [20]

(1 - tlumič torzních kmitů, 2 - planetové soukolí, 7 - hydromotor, 8 - slučovací hřídel,
9 - řazení rychlostních rozsahů, 10 - převodovky výstupního hřídele)

Takto vybavený traktor může dosahovat vysoké dopravní rychlosti (až 60 km/h), při snížených otáčkách motoru, což se zřetelně projevuje ve snížení spotřeby pohonných hmot. [3], [18], [20], [22]

8.3 Vnější hydraulický obvod

Vnější obvody jsou určeny pro ovládání přímočarých hydromotorů (hydraulických válců), nebo k pohonu rotačních hydraulických motorů, které jsou používány na strojích připojených k traktorům. Jedná se například o zvedání korby přívěsu, nastavování pracovního záběru pluhu, rozkládání nářadí z přepravní do pracovní polohy, ovládání čelního nakladače, apod. Propojení vnějších okruhů s hydraulickou soustavou přípojných strojů se děje pomocí rychlospojek. Traktor bývá vybaven různým počtem vnějších okruhů. Standardní vybavení má tři samostatné okruhy hydrauliky, které jsou umístěny na zádi traktoru. Rychlospojky mohou být umístěny také na přední části traktoru. Na obr. 14 jsou dobře viditelné (modře) hydraulické rozvody traktoru střední až vyšší výkonové třídy. [22], [23]

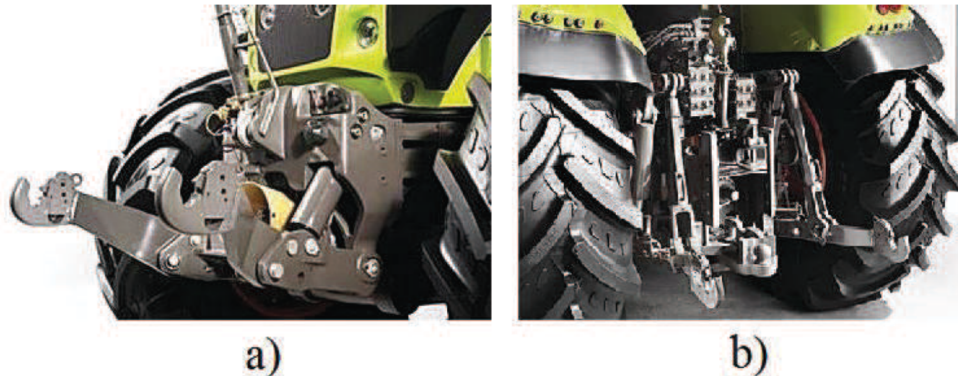


Obr. 14 Vnější hydraulický obvod (Fendt 500 Vario) [24]

8.4 Vnitřní hydraulický obvod

Vnitřní obvod slouží pro ovládání tříbodového závěsu. Tříbodový závěs je důležitou součástí traktoru. Používá se pro připojení strojů. Některé traktory mají tříbodový závěs vpředu (Obr. 15a) i vzadu (Obr.15b). Vnitřní hydraulický obvod umožňuje traktoru pracovat v soupravě s návěsným, neseným a přívěsným strojovým vybavením. Hlavní konstrukční prvky vnitřního okruhu jsou hydrogenerátor, elektrohydraulický rozvaděč, elektronická řídicí jednotka, přímočaré hydromotory a tříbodový závěs. Maximální zdvihací síla na zadním tříbodovém závěsu dosahuje až 117 kN, na předním až 50 kN. U méně výkonných traktorů se v hydraulické soustavě pro ovládání tříbodového závěsu používá zubový hydrogenerátor, u traktorů od 100 kW výkonu spalovacího motoru, se používá pístový axiální hydrogenerátor nejčastěji s regulací Load Sensing (LS). Axiální hydrogenerátor s LS umožňuje regulovat průtok a tlak v hydraulickém obvodu podle zatížení pracovních mechanismů. V případech, kdy traktor výkon v hydraulice nepotřebuje, regulační systém sníží průtok oleje na minimum

a tím dojde ke snížení příkonu hydrogenerátoru a nedochází ke ztrátám. To vede i ke snížení spotřeby paliva. [18], [22], [23]



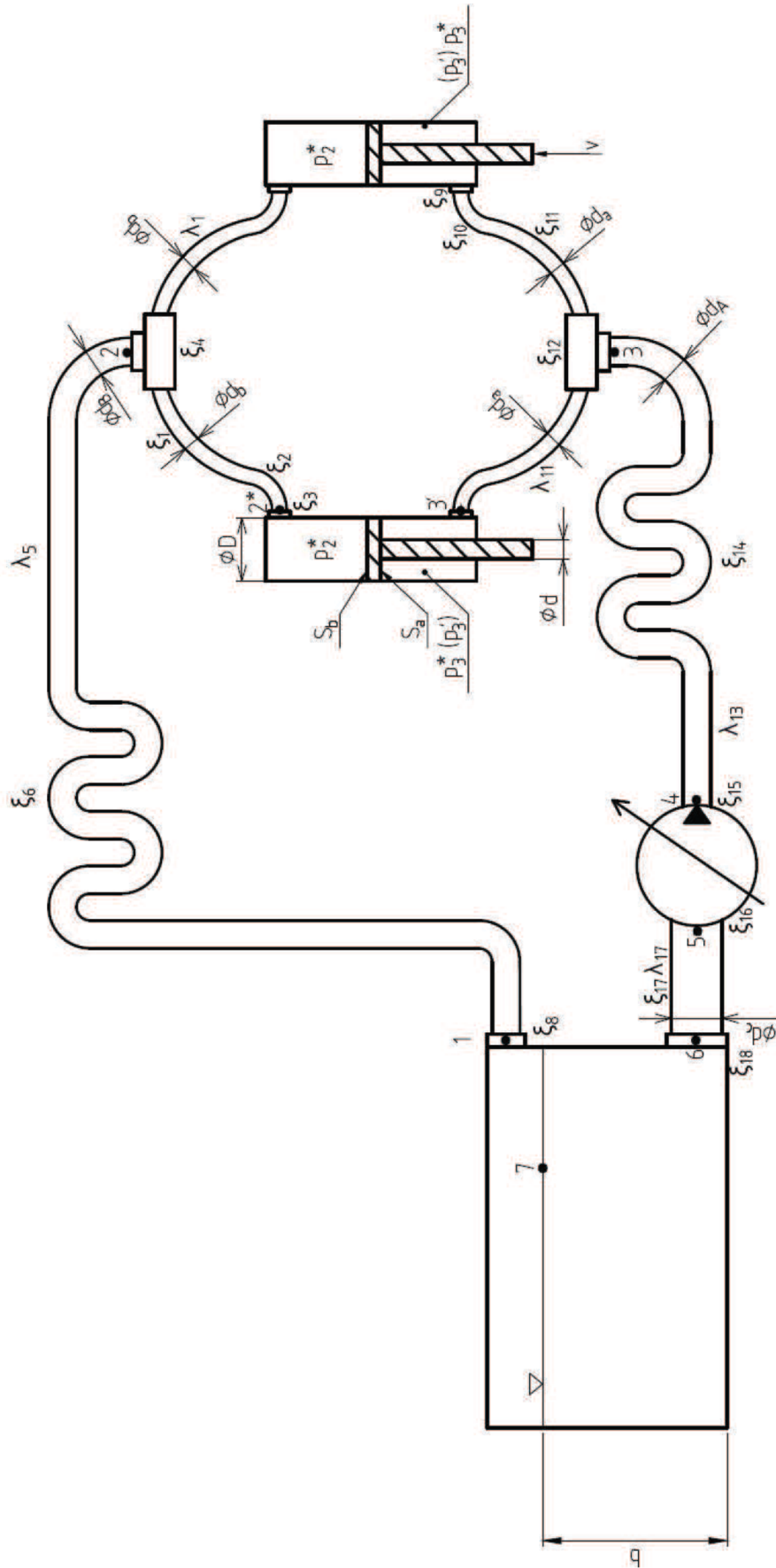
Obr. 15 Tříbodový závěs: a) přední, b) zadní [25]

8.5 Řešení výpočtu tepelných ztrát vnitřního otevřeného hydraulického obvodu, pro přední tříbodový závěs traktoru

Pro výpočet byl zvolen hydraulický okruh předního tříbodového závěsu traktoru. Běžné přední závěsy mohou zvedat závaží o hmotnosti až 2500 kg. Pro tento výpočet bylo zvoleno traktorové protizávaží o hmotnosti $m = 300$ kg. Ke zdvihu jsou zde zapojeny dva přímočaré hydromotory 90/45, mající vnitřní průměr válce $D = 90$ mm a průměr pístnice $d = 45$ mm. Jako kapalina je uvažován minerální olej OH-HM 46, jehož hustota je $\rho = 860$ kg.m⁻³. Pro zjednodušení bude kapalina považována za nestlačitelnou. Potrubí a hadice budou považovány za dokonale pevné.

Příklad je řešený na úrovni bakalářského stupně, proto neuvažujeme odpory proti pohybu, zrychlení a deformaci. Vstupní předpoklad je také, že veškeré ztráty jsou způsobeny přeměnou tlakové energie na energii tepelnou. Výpočty řeší zvedání závěsu v jednom časovém okamžiku. Předpokladem pro výpočty je, že píst se v okamžiku výpočtu již pohyboval. To znamená, že není řešeno rozjždění pístu z klidu.

Na obr. 16 je schéma celého obvodu.



Obr. 16 Schéma hydraulického obvodu předního závěsu

8.5.1 Výpočet zpětné větve

Pro výpočet tlaku na koci kovového potrubí p_2 , lze použít Bernoulliho rovnici mezi body 1 a 2 (BR 2-1):

$$\frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h_2 = \frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_1 + Y_{Z2,1}. \quad (8.1)$$

V nádrži je zpravidla tlak roven tlaku atmosférickému $p_1 = p_a$, jehož hodnota je 101325 Pa. Rychlosti proudění v bodě 2 i 1 jsou shodné. Přívodní a zpětná větev potrubí jsou téměř v rovině. Procentuální podíl měrné potenciální energie, při výškovém rozdílu 20 cm (mezi body 1 a 2) je menší než 1%. Proto mohou být výškové rozdíly dále zanedbávány. Po úpravě je rovnice ve tvaru:

$$\frac{p_2}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + Y_{Z2,1}. \quad (8.2)$$

Tlak před děličem průtoku p_2 [Pa] je poté dán vztahem

$$p_2 = p_1 + \rho \cdot Y_{Z2,1}, \quad (8.3)$$

kde $Y_{Z2,1}$ [J.kg⁻¹] je měrná ztrátová energie systému mezi vtokem do nádrže 1 a děličem průtoku 2.

Výpočet měrné ztrátové energie ($Y_{Z2,1}$)

Zpětná větev hydraulického obvodu je zjednodušena. Zanedbané jsou zde místní ztráty pojistných tlakových ventilů a filtru, protože tyto hodnoty ztrátových součinitelů jsou téměř nedohledatelné.

Měrná ztrátová energie je dána vztahem

$$Y_{Z2,1} = Y_{ZM2,1} + Y_{ZD2,1}, \quad (8.4)$$

kde $Y_{ZM2,1}$ [J.kg⁻¹] je místní ztrátová energie a $Y_{ZD2,1}$ [J.kg⁻¹] je délková ztrátová energie.

Potrubí bylo zvoleno na základě skutečných katalogových údajů a požadavku rychlosti proudění ve zpětné větvi okruhu, která bývá 2 až 4 m.s⁻¹. Pryžové hadice, spojující jednotlivé hydromotory a dělič průtoku, mají vnitřní průměr $\varnothing d_b = 12,7$ mm. Zbylé potrubí (od dělice průtoku do nádrže) je realizováno bezešvými trubkami TU 18x1,5 o vnitřním průměru $\varnothing d_B = 15$ mm.

Rychlosti proudění v jednotlivých potrubích jsou dány vztahy

$$v_b = \frac{Q_b}{S_b}, \quad (8.5)$$

$$v_B = \frac{Q_B}{S_B}. \quad (8.6)$$

Průtok Q_b je počítán z rychlosti zdvihu pístu, resp. pístnice, v [m.s⁻¹]. Velikost rychlosti byla zvolena $v = 0,05$ m.s⁻¹

$$Q_b = v \cdot S_{b(píst)} = v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 3,18 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}, \quad (8.7)$$

poté

$$v_b = \frac{Q_b}{S_b} = \frac{Q_b \cdot 4}{\pi \cdot d_b^2} = 2,51 \frac{m}{s}, \quad (8.8)$$

kde v_b [m/s] je rychlost a Q_b [$m^3 \cdot s^{-1}$] je průtok proudění pryžovým potrubím ($\emptyset d_b$).

Po spojení pryžových potrubí od hydromotorů v děličí průtoku, dále kapalina proudí v jedné hydraulické trubce ($\emptyset d_B$). Průtok touto trubkou Q_B [$m^3 \cdot s^{-1}$] je součtem dílčích průtoků pryžového potrubí

$$Q_B = Q_b + Q_b. \quad (8.9)$$

Rychlost proudění v tomto potrubí je

$$v_B = \frac{Q_B}{S_B} = \frac{2Q_b \cdot 4}{\pi \cdot d_B^2} = 3,6 \frac{m}{s}. \quad (8.10)$$

Místní a délková měrná ztrátová energie jsou dány vztahy

$$Y_{ZM2,1} = \frac{v_B^2}{2} \cdot \left(\sum_{i=5}^m \xi_i \right), \quad (8.11)$$

$$Y_{ZM2,1} = \frac{v_B^2}{2} \cdot (\xi_5 + 5 \cdot \xi_6 + \xi_7 + \xi_8), \quad (8.12)$$

kde místní ztrátové součinitelé (MZS) jsou značeny ξ .

MZS: $\xi_5 = 0$ (pojistný ventil - zanedbán), $\xi_6 = 0,15$ (5x kolena 90° po cestě mezi 2 a 1), $\xi_7 = 0$ (filtr - zanedbán), $\xi_8 = 0,5$ (vtok do nádrže).

$$Y_{ZD2,1} = \frac{v_B^2}{2} \cdot \left(\sum_{i=5}^m \lambda_i \frac{l_i}{d_B} \right), \quad (8.13)$$

$$Y_{ZD2,1} = \frac{v_B^2}{2} \cdot \left(\lambda_5 \frac{l_5}{d_B} \right), \quad (8.14)$$

kde součinitele délkové ztráty (SDZ) jsou značeny λ .

SDZ: $\lambda_5 = 0,047$ (potrubí o délce $l_5 = 1,5$ m).

Hodnoty použitých součinitelů byly stanoveny na základě katalogů a odborné literatury. Výsledná měrná ztrátová energie mezi body 2 a 1 činí

$$Y_{Z2,1} = Y_{ZM2,1} + Y_{ZD2,1} = 38,56 \frac{J}{kg}. \quad (8.15)$$

Tlak p_2 nad písty při zahrnutí ztrát ve zpětné větvi (od hydromotorů po nádrž) je

$$p_2 = p_1 + \rho \cdot Y_{Z2,1} = 134483,2 \text{ Pa} . \quad (8.16)$$

Tepelný výkon zpětné větve T_1 [W] je dán vztahem

$$T_1 = \Delta p_1 \cdot Q_B = (p_2 - p_1) \cdot 2 \cdot Q_b = 21,1 \text{ W} . \quad (8.17)$$

8.5.2 Výpočet pryžového potrubí na výstupu hydromotoru

Pro výpočet tlaku nad pístem p_2^* je zapotřebí použít další Bernoulliho rovnici (BR 2* - 2) z důvodu rozdílných rychlostí v kovovém a pryžovém potrubí. BR 2* - 2 je ve tvaru

$$\frac{(v_2^*)^2}{2} + \frac{p_2^*}{\rho} + g \cdot h_2^* = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h_2 + Y_{Z2^*,2} . \quad (8.18)$$

Rychlosti proudění v bodech 2*a 2 se rovnají a výškový rozdíl je zanedbán. Poté je tato rovnice ve tvaru

$$\frac{p_2^*}{\rho} = \frac{p_2}{\rho} + Y_{Z2^*,2} \quad (8.19)$$

a tlak nad pístem lze vyjádřit jako

$$p_2^* = p_2 + \rho \cdot Y_{Z2^*,2} \quad (8.20)$$

Měrná ztrátová energie se počítá obdobně jako u zpětné větve (mezi body 2 a 1). Rychlost proudění pryžovým potrubím je uvažována v_b . Hodnoty MZS a SDZ jsou pro tuto část potrubí:

MZS: $\xi_1 = 0,05$ (zakřivení hadice), $\xi_2 = 0,15$ (koleno 90°), $\xi_3 = 0,5$ (výtok z válce), $\xi_4 = 10$ (dělič průtoku).

SDZ: $\lambda_1 = 0,16$ (pryžová hadice o délce $l_1 = 40$ cm).

Hodnota měrné ztrátové energie v pryžovém potrubí činí

$$Y_{Z2^*,2} = 49,62 \frac{J}{kg} . \quad (8.21)$$

Tlak nad písty tak dosahuje hodnoty

$$p_2^* = 177155,95 \text{ Pa} \quad (8.22)$$

Tepelný výkon T_2 [W] pro obě pryžová potrubí je dvojnásobkem tepelného výkonu pro potrubí jedno

$$T_2 = 2 \cdot \Delta p_2 \cdot Q_b = 2 \cdot (p_2^* - p_2) \cdot Q_b = 27,15 \text{ W} . \quad (8.23)$$

8.5.3 Výpočet hydromotorů

Ke zvedání závaží byly vybrány dva shodné jednostupňové hydromotory 90/45 (vnitřní průměr válce $\varnothing D = 0,09$ m a průměr pístnice $\varnothing d = 0,045$ m), které jsou zapojeny paralelně. Hydromotory jsou spojeny s rámem traktoru a s rameny tříbodového závěsu. Schéma

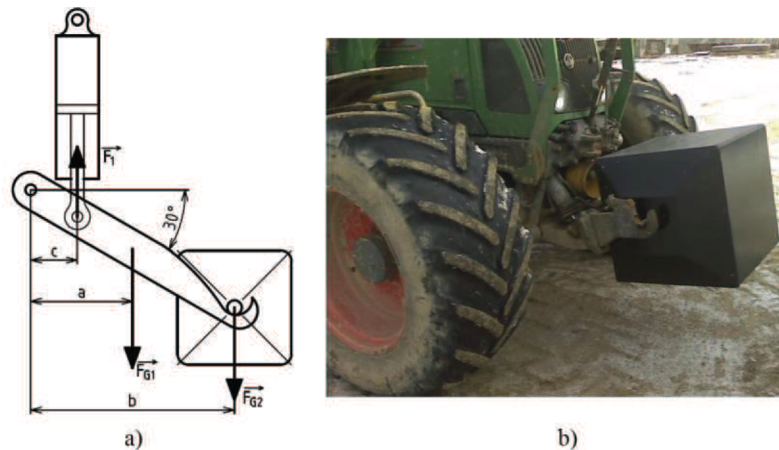
takového ramene se silovým rozbohem je na obr. 27a. Na obr. 27b je zachyceno skutečné řešení takového tříbodového závěsu. Jak je patrné z tohoto obrázku, při závažích o nižší hmotnosti se využívá uchycení samotného závaží pouze ve dvou místech. Uchycení horním táhlem (třetí bod závěsu) se využívá až ke stabilizaci těžších závaží.

V řešení této práce bude dále uvažováno zavěšení pouze dvoubodové. Hmotnost protizávaží je $m = 300$ kg. Hmotnost jednoho ramene závisí na typu závěsu a může se být až 70 kg. Pro řešený typ závěsu bude dále uvažována hmotnost jednoho ramene $m_r = 65$ kg. Tíhové síly pak dosahují hodnot

$$F_{G1} = m_r \cdot g = 637,65 \text{ N} \quad (8.24)$$

$$F_{G2} = m \cdot g = 2943 \text{ N} \quad (8.25)$$

Závaží je umístěno symetricky, proto je každý hydromotor zatížen polovinou tíhové síly od závaží F_{G2} a tíhovou silou od ramene F_{G1} .



Obr. 17: a) silový rozbor ramene, b) závaží na předním závěsu [26]

Síla vyvolaná tíhou závaží m a hmotností ramene závěsu, je rovna

$$F_1 = \frac{F_{G1} \cdot a + \frac{F_{G2}}{2} \cdot b}{c} = 4468,37 \text{ N} , \quad (8.26)$$

kde $a = 0,22$ m, $b = 0,43$ m, $c = 0,173$ m.

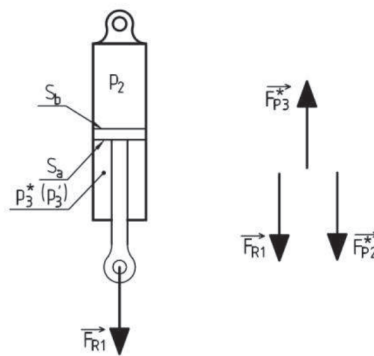
Zatížení na druhé rameno je stejné jako na rameno první

$$F_1 = F_2 . \quad (8.27)$$

Reakční síly F_{R1} , respektive F_{R2} , je síla působící na jednotlivé pístnice. Nazýváme ji F_{R1} , resp. F_{R2} . Z principu akce a reakce vyplývá, že velikosti těchto sil se rovnají.

$$F_1 = F_2 = F_{R1} = F_{R2} = F_R , \quad (8.28)$$

kde F_R je obecná reakční síla působící na pístnici. Rozbor sil působících na píst hydromotoru je na obr. 18.



Obr. 18 Silový rozbor pístu

Síly působící v jednom pístu, se dle silové rovnováhy (znázorněné na obr. 18) rovnají

$$F_R + F_{p2}^* = F_{p3}^* \quad (8.29)$$

Jelikož dle (8.28) se reakční síly rovnají, tak i výsledná síla působící na první píst je stejná jako výsledná síla působící na píst druhý.

Rovnici (8.29) lze vyjádřit také jako

$$F_R + F_{p2}^* = p_3^* \cdot S_a \quad (8.30)$$

Tlak pod pístnicí p_3^* , potřebný pro zdvih, je v obou hydromotorech stejný. Proto lze psát

$$F_{p3}^* = p_3^* \cdot S_a = F_R + F_{p2}^* \quad (8.31)$$

Z toho vyplývá, že tlak p_3^* je dán vztahem

$$p_3^* = \frac{F_R + F_{p2}^*}{S_a} = \frac{F_R + (p_2^* \cdot S_b)}{\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}} = 1172719,09 \text{ Pa} \quad (8.32)$$

Přímocharé hydromotory vynikají výbornou celkovou účinností ($\eta_{HM} = 0,97$). Celkový výkon V_{HM} [W] a příkon P_{HM} [W] obou hydromotorů se pak rovnají

$$V_{HM} = 2 \cdot F_R \cdot v = 446,83 \text{ W} \quad (8.33)$$

$$P_{HM} = \frac{V_{HM}}{\eta_{HM}} = 460,65 \text{ W} \quad (8.34)$$

Tepelný výkon hydromotorů T_3 [W] je

$$T_3 = P_{HM} - V_{HM} = 13,8 \text{ W} \quad (8.35)$$

V hydromotorech dochází ke ztrátám, které lze vyjádřit ze vztahu pro tepelný výkon

$$T_3 = \Delta p_z \cdot Q_A \quad (8.36)$$

kde Q_A je součet dílčích průtoků Q_a v přívodních pryžových potrubích vnitřního průměru $d_a = 7,9$ mm (obdobně jako v 8.9):

$$Q_a = v \cdot S_{a(\text{pístnice})} = v \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 2,386 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}. \quad (8.37)$$

Poté

$$Q_A = 2Q_a, \quad (8.38)$$

$$\Delta p_z = \frac{T_3}{Q_A} = 28964,26 \text{ Pa}, \quad (8.39)$$

Tlak Δp_z je nutné přičíst k tlaku na vstupu hydromotorů, aby byly pokryty idealizované ztráty. Výsledný tlak pod pístnicí hydromotorů je

$$p'_3 = p_3^* + \Delta p_z = 1201683,35 \text{ Pa}. \quad (8.40)$$

8.5.4 Výpočet pryžového potrubí pro přívod k pístům

Aby bylo možné vypočítat tlak v místě 3 (dělič průtoku) bude potřeba počítat Bernoulliho rovnici mezi vstupem na hydromotoru a děličem, tj. mezi body 3 a 3'

$$\frac{v_3^2}{2} + \frac{p_3}{\rho} + g \cdot h_3 = \frac{(v'_3)^2}{2} + \frac{p'_3}{\rho} + g \cdot h'_3 + Y_{Z3',3}. \quad (8.41)$$

Rychlosti proudění v bodech 3' a 3 se rovnají a výškový rozdíl je zanedbán. Poté je tato rovnice ve tvaru

$$\frac{p_3}{\rho} = \frac{p'_3}{\rho} + Y_{Z3^*,3} \quad (8.42)$$

a tlak p_3 lze vyjádřit jako

$$p_3 = p'_3 + \rho \cdot Y_{Z3',3} \quad (8.43)$$

Měrná ztrátová energie se počítá opět obdobně jako u předchozích větví. Rychlost proudění pryžovým přívodním potrubím je uvažována v_a . Hodnoty MZS a SDZ jsou pro tuto část potrubí:

MZS: $\xi_9 = 0,5$ (vtok do válce), $\xi_{10} = 0,15$ (koleno 90°), $\xi_{11} = 0,05$ (zakřivení hadice), $\xi_{12} = 10$ (dělič průtoku)

SDZ: $\lambda_{11} = 0,07$ (pryžové hadice o délce $l_{11} = 40$ cm).

Potřebný průtok Q_a byl vypočítán v (8.37). Rychlost proudění tímto potrubím o vnitřním průměru $\emptyset d_a = 0,0079$ m je dána vztahem

$$v_a = \frac{Q_a}{S_a} = \frac{Q_a \cdot 4}{\pi \cdot d_a^2} = 4,9 \frac{\text{m}}{\text{s}}. \quad (8.44)$$

Poté hodnota měrné ztrátové energie v této části potrubí činí

$$Y_{Z3^*,3} = 168,7 \frac{\text{J}}{\text{kg}}. \quad (8.45)$$

Výsledný tlak na děliči průtoku (bod 3) je roven

$$p_3 = 1346772,15 \text{ Pa.} \quad (8.46)$$

Tepelný výkon T_4 [W] pro obě přívodní pryžová potrubí je dvojnásobkem tepelného výkonu pro potrubí jedno

$$T_4 = 2 \cdot \Delta p_3 \cdot Q_a = 2 \cdot (p_3 - p'_3) \cdot Q_a = 69,23 \text{ W} . \quad (8.47)$$

8.5.5 Výpočet přívodní větve

Přívodní větev je část potrubí mezi hydrogenerátorem a děličem průtoku (bod 3). Použitím Bernoulliho rovnice mezi body 4 a 3, při zahrnutí ztrát lze vyjádřit tlak p_4 [W], který má kapalina po opuštění hydrogenerátoru. Tato rovnice je tvaru

$$\frac{v_4^2}{2} + \frac{p_4}{\rho} + g \cdot h_4 = \frac{v_3^2}{2} + \frac{p_3}{\rho} + g \cdot h_3 + Y_{Z4,3} \quad (8.48)$$

Rychlost na vstupu v_4 [m.s⁻¹] je rovna rychlosti v_3 [m.s⁻¹]. Výškový rozdíl je zanedbán. Tento okruh je zjednodušen o ztráty rozvaděče, z důvodu nedostupnosti informací o konkrétních používaných řídicích prvcích v hydraulických obvodech reálných traktorů. Měrná ztrátová energie $Y_{Z4,3}$ je tak dána pouze místními ztrátami charakteru tvarových ohybů hydraulického potrubí a délkovými ztrátami. Pro výpočet $Y_{Z4,3}$ je brán v potaz vnitřní průměr přívodního kovového potrubí $\varnothing d_A = 0,01$ m. Rychlost v tomto potrubí je

$$v_A = \frac{Q_A}{S_A}, \quad (8.49)$$

kde v_A je rychlost proudění v kovovém potrubí a průtok Q_A je dvojnásobek již dříve spočítaného průtoku Q_a . Rychlost proudění tímto potrubím pak činí

$$v_A = \frac{2Q_a \cdot 4}{\pi \cdot d_A^2} = 6,08 \frac{\text{m}}{\text{s}}. \quad (8.50)$$

Součinitelé pro výpočet měrné ztrátové energie $Y_{Z4,3}$ jsou:

MZS: $\xi_{13} = 0$ (rozvaděč - zanedbán), $\xi_{14} = 0,2$ (4x kolena 90° po cestě mezi 4 a 3), $\xi_{15} = 0,5$ (vtok do potrubí).

SDZ: $\lambda_{13} = 0,047$ (potrubí o délce $l_{13} = 1,2$ m).

Hodnota měrné ztrátové energie v přívodním potrubí se počítá obdobně jako v předchozích případech. Výsledkem je

$$Y_{Z4,3} = 134,7 \frac{\text{J}}{\text{kg}}. \quad (8.51)$$

Tlak p_4 lze z BR (4-3) vyjádřit jako

$$p_4 = p_3 + \rho \cdot Y_{Z4,3} = 1462618,9 \text{ Pa} \quad (8.52)$$

a tepelný výkon této části potrubí T_5 [W] se rovná

$$T_5 = \Delta p_4 \cdot Q_A, \quad (8.53)$$

$$T_5 = (p_4 - p_3) \cdot Q_A = 55,3 \text{ W}. \quad (8.54)$$

Pro výpočet tepelného výkonu hydrogenerátoru bude zapotřebí nejprve určit tlak na vstupu. Proto bude zapotřebí vyřešit tlaky mezi nádrží a hydrogenerátorem.

8.5.6 Výpočet nádrže a sací větve

Běžná traktorová nádrž na olej má objem kolem 50 l. Maximální odebírané množství hydraulického oleje při provozu může být pro všechny hydraulické obvody traktoru až 38 l. Při standardních rozměrech tak v nádrži může zůstat objem oleje o výšce hladiny např. 15 až 20 cm. Tlak na výpustu z nádrže je tak nutno povýšit o tlak vyvolaný sloupcem kapaliny. Tento tlak lze vyjádřit z rovnice

$$p_6 = p_7 + b \cdot \rho \cdot g, \quad (8.55)$$

kde p_7 [Pa] je tlak na hladině oleje v nádrži, který se rovná tlaku atmosférickému a b [m] je výška hladiny oleje. Dle dostupných schémat hydraulických okruhů byla výška odhadnuta na 0,15 m.

Tlak p_6 se tak rovná

$$p_6 = p_a + b \cdot \rho \cdot g = 102590,5 \text{ Pa}. \quad (8.56)$$

Jako sací větve se využívá potrubí velkého průměru a pokud možno co nejkratší. Rychlost proudění bývá v rozmezí 0,5 až 1 m/s. Pro tento příklad bylo zvoleno potrubí TU 35x3 o vnitřním průměru $d_c = 29$ mm. Hledaný tlak na sání hydrogenerátoru p_5 vychází z Bernoulliho rovnice mezi body 6 a 5

$$\frac{v_6^2}{2} + \frac{p_6}{\rho} + g \cdot h_6 = \frac{v_5^2}{2} + \frac{p_5}{\rho} + g \cdot h_5 + Y_{Z6,5}, \quad (8.57)$$

kteřou lze díky shodné rychlosti proudění a zanedbání výškových rozdílů upravit do tvaru

$$p_5 = p_6 - \rho \cdot Y_{Z6,5} \quad (8.58)$$

Měrná ztrátová energie $Y_{Z6,5}$ (v sacím potrubí) je dána místními ztrátami na vtoku a výtoku do potrubí a délkovou ztrátou. Hodnota $Y_{Z6,5}$ se vypočítá obdobně jako v předchozích kapitolách (pro přívodní větev apod.).

MZS: $\xi_{16} = 0,5$ (vtok do hydrogenerátoru), $\xi_{17} = 0,1$ (2 x koleno 90°), $\xi_{18} = 1$ (výtok z nádrže),

SDZ: $\lambda_{17} = 0,15$ (potrubí o délce $l_{17} = 0,4$ m).

Rychlost proudění v této větvi v_c je dána vztahem

$$v_c = \frac{Q_c}{S_c}. \quad (8.59)$$

V tomto ideálním řešení je uvažován průtok v sací větvi stejný, jako průtok v přívodní větvi

$$Q_c = Q_A. \quad (8.60)$$

Rychlost proudění v sacím potrubí tak lze vyjádřit jako

$$v_c = \frac{Q_A}{S_C} = \frac{2Q_a \cdot 4}{\pi \cdot d_c^2} = 0,722 \frac{m}{s}. \quad (8.61)$$

Hodnota měrné ztrátové energie v přívodním potrubí poté činí

$$Y_{z6,5} = 0,97 \frac{J}{kg}. \quad (8.62)$$

Výsledný tlak na sání hydrogenerátoru je

$$p_5 = 101756,05 \text{ Pa}. \quad (8.63)$$

Tepelný výkon pro tuto část obvodu poté činí

$$T_6 = \Delta p_5 \cdot Q_C = (p_6 - p_5) \cdot Q_A = 0,4W \quad (8.64)$$

8.5.7 Výpočet hydrogenerátoru

Uvažovaný průtok hydrogenerátoru Q_{HG} je $110 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$, což činí $1,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Jedná se o regulační axiální pístový hydrogenerátor. Pro zjednodušení bude však uvažováno, že hydrogenerátor nám do obvodu dodává konstantní průtok, jenž je roven potřebnému průtoku pro zdvih pístnice danou rychlostí, tudíž průtok v přívodní větvi $Q_A = 4,77 \cdot 10^{-1} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Celková účinnost hydrogenerátoru tohoto typu, při ideálních tlacích (kolem 20 MPa) je 85 až 90 %. Uvažována účinnost bude nižší, protože pracovní tlak nedosahuje tak vysokých hodnot. Účinnost byla tedy zvolena $\eta_{HG} = 0,7$.

Výkon hydrogenerátoru V_{HG} [W] je dán vztahem

$$V_{HG} = \Delta p_6 \cdot Q_A = (p_4 - p_5) \cdot Q_A = 649,3W. \quad (8.65)$$

Příkon hydrogenerátoru P_{HG} [W] je dán vztahem

$$P_{HG} = \frac{V_{HG}}{\eta_{HG}} = 927,6W. \quad (8.66)$$

Tepelný výkon hydrogenerátoru činí

$$T_7 = P_{HG} \cdot (1 - \eta_{HG}) = 280,25 W. \quad (8.67)$$

8.5.8 Celkový tepelný výkon

Předpokládejme zjednodušení, kdy veškeré ztráty jsou způsobeny přeměnou tlakové energie na energii tepelnou

$$\sum_{i=1}^7 T_i = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6 + T_7 = 465,23 W. \quad (8.68)$$

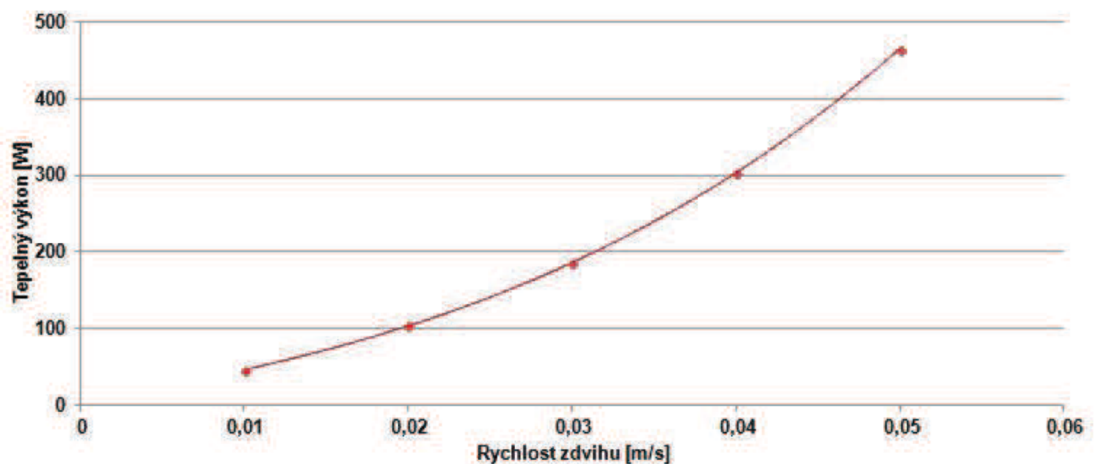
Tyto ztráty ve velké míře závisí na hmotnosti závaží a také na rychlosti zvedání. V tab. 2 jsou zaznačeny tepelné výkony hydraulického obvodu, pro rychlosti zvedání 0,5 až 0,1 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Závaží má ve všech případech uvažovanou hmotnost 300 kg. Všechny tyto hodnoty byly určeny stejným způsobem jako v předchozích kapitolách. Za pomoci programu Excel byly určeny následující hodnoty:

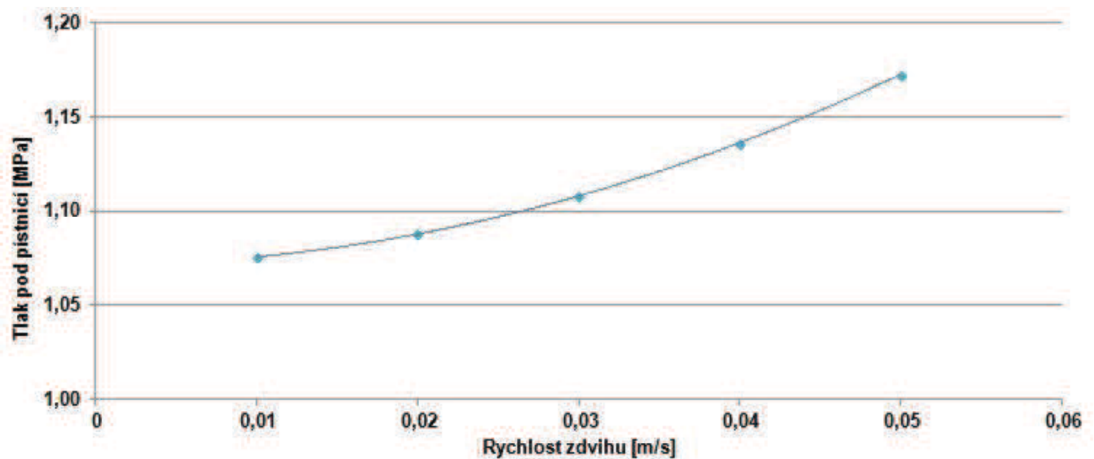
Rychlost zdvihu pístu v [m/s]	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
T_1 [W] - zpětná větev	21,1	10,8	4,6	1,4	0,2
T_2 [W] - pryž. potrubí na výstupu HM	27,1	13,9	5,9	1,7	0,2
T_3 [W] - hydromotor	13,8	11,1	8,3	5,5	2,8
T_4 [W] - pryž. potrubí na vstupu HM	69,2	37,2	15,7	4,6	0,6
T_5 [W] - přívodní větev	55,3	28,3	11,9	3,5	0,4
T_6 [W] - sací potrubí	0,4	0,2	0,09	0,025	0,003
T_7 [W] - hydrogenerátor	278,3	202,0	138,8	86,5	41,4
Celkový tepelný výkon [W]	465,2	303,4	185,2	103,3	45,6

Tab. 2 Hodnoty tepelných výkonů

Na obr. 19 a 20 jsou znázorněny závislost tepelného výkonu a tlaku pod pístnicí na rychlosti zdvihání závaží o hmotnosti 300 kg, předním tříbodovým závěsem traktoru. Některé výsledky se mohou nepatrně lišit z důvodu zaokrouhlování a častého dělení, nebo násobení vysokých čísel současně s velmi nízkými.



Obr. 19: Graf závislosti tepelného výkonu na rychlosti zdvihání



Obr. 20: Graf závislosti tlaku pod pístnicí na rychlosti zdvihání

9 ZÁVĚR

Hydraulické mechanismy jsou v zemědělské technice využívány již více než 50 let. V dnešní době si však stále více nacházejí cestu k využívání pro své vlastnosti, kterými vynikají. Celosvětovým trendem je snižování spotřeby paliva strojů, čímž se zvyšuje jejich hospodárnost a rentabilita. Toho je možno dosáhnout také díky využívání hydraulických mechanismů, které jsou neustále vyvíjeny a zdokonalovány.

Nejlépe pozorovatelný vývoj je u techniky traktorů. Zde je kladen velký důraz na vysoké pracovní výkony, současně při nízkých provozních nákladech. Ve velké míře se dnes využívá spojení rotačních pístových převodníků s moderní elektronikou. Příkladem může být systém Load Sensing, který, mimo jiné, umožňuje přesně nastavit požadovaný výkon jednotlivých funkcí (pohybů spotřebičů). Traktor je tak schopný bezpečně zvládnout až o 50 % větší výkon a vykonávat současně více funkcí. Stále větší požadavky na hydraulické systémy vedou ke zvyšování pracovních tlaků, které se tak mohou pohybovat v rozmezí 40 až 45 MPa. S tím narůstají komplikace při výrobě. Podle některých autorů [19] však při vzrůstu ceny o 5% narostl výkon o 29% a požadavek na energetický příkon klesl až o 50 %. Spotřeba paliva pro pohon těchto hydraulických mechanismů klesla 10 až 20 %. S tím je spojen i pokles tepelného zatížení hydraulických systémů. Proto vyšší náklady mají své opodstatnění.

Výpočty byly zjištěny tepelné ztráty hydraulického obvodu předního třibodového závěsu, při zdvihu traktorového protizávaží. Z výsledků je patrný exponenciální nárůst ztrát se zvyšující se rychlostí zdvihu pístů. Samotný algoritmus výpočtů může posloužit k dalšímu řešení této tematiky a v budoucnu z něj bude možné vycházet např. při výpočtech nárůstu teploty oleje. Při zahřívání oleje může docházet k poklesu tlaku v systému a tudíž nedosažení požadovaného výkonu. V extrémních případech tak může dojít k úplnému selhání hydrauliky.

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] PIVOŇKA, Josef et al. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987, 624 s.
- [2] ŠOB, František. *Hydromechanika: studijní materiál pro I. stupeň magisterského studia, 2. a 3. ročník*. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2002, 238 s. ISBN 80-214-2037-5.
- [3] KLIMEŠ, Jaromír. *Hydrostatické pohony mobilních energetických prostředků*. Brno, 2011. Bakalářská práce. Mendelova univerzita v Brně.
- [4] BAUER, František a Alois NOVOTNÝ. *Hydraulické systémy zemědělských strojů*. 1. vyd. Brno: Vysoká škola zemědělská, 1993, 178 s. ISBN 80-7157-079-6.
- [5] PAVLOK, Bohuslav, Lumír HRUŽÍK a Miroslav BOVA. *Hydraulická zařízení strojů* [online]. 2007 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/hydraulicka-zarizeni-stroju.pdf>
- [6] BAUER, František a Igor RYŠAVÝ. *Hydraulické systémy mechanizačních prostředků*. 2. nezm. vyd. Brno: VŠZ, 1985, 140 s.
- [7] LINDE HYDRAULICS GmbH. *Drive systems for agricultural machine*. [online]. Dostupné z: http://www.linde-hydraulics.com/media/main_page/pdf_downloads/language_specific_en/LHY_Brochure_Agricultural_Machines.pdf.
- [8] Gear Pumps - External and Internal gear pumps. *Process principles* [online]. 2012 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://processprinciples.com/2012/07/gear-pumps/>
- [9] MELICHAR J. *Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla*, nakladatelství ČVUT, Praha 2009, 139 s. ISBN 978-80-01-04383-7
- [10] BLAHA J., BRADA K. *Hydraulické stroje*. Praha: SNTL, 1992, 757 s. ISBN 80-03-00665-1
- [11] Gear Pump. *Wikipedia* [online]. 2005 [cit. 2014-04-11]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/File:Gear_pump_2.png
- [12] The Right Pump for the Job. *Design World* [online]. 2009 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.designworldonline.com/the-right-pump-for-the-job/#>
- [13] SEDLÁČEK, Jiří. *Přímočarý hydromotor*. Brno, 2012. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [14] Additional Mobility. *Poclain Hydraulics* [online]. 2012 [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: <http://www.poclain-hydraulics.com/en/systems/agriculture/additional-mobility-trailer-wheel-assistance-ref30>
- [15] AMP HYDRAULIKA. *Přímočarý hydromotor PH-I-AMP* [online]. 2010 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.amp-hydraulika.cz/hvalec01.html>

-
- [16] HYDRAULICS s.r.o. *Výrobní katalog přímočarých hydromotorů* [online]. Sehradice, 2012. 102s. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: <http://www.hydraulics.cz/cz/vyroba/vyroba-katalogovych-hydromotor>
- [17] REROSA-HYDRAULIKA s.r.o. *Monoblokové rozvaděče - katalogový list* [online]. Hustopeče u Brna, 2010. 4 s. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: http://www.rerosa.cz/pdf/hdm_140.pdf
- [18] KUMHÁLA, František. *Zemědělská technika: stroje a technologie pro rostlinnou výrobu*. Vyd. 1. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007, 426 s. ISBN 978-80-213-1701-7.
- [19] HEŘMÁNEK, Petr a Jiří MAŠEK. *Hydraulické systémy zemědělských strojů a jejich využití. Hydraulika a pneumatika: Časopis pro hydrauliku, pneumatiku a automatizační techniku*. 2009, č. 25, s. 8-13.
- [20] AGCO GmbH. *Informační materiál Fendt 900 Vario-firemni literatura* [online]. Marktoberdorf, 2014. 19 s. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://www.fendt.co.uk/pdf/900Vario_SCR_03_2014_EN.pdf
- [21] STROM PRAHA a.s. *Samojízdné postřikovače řady 4030-firemni literatura* [online]. Praha, 2014. 32 s. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://johndeeredistributor.cz/Zemedelska-technika/Produkty/Postrikovace/Rada-4030>
- [22] BAUER, František, Pavel SEDLÁK a Tomáš ŠMERDA. *Traktory*. 1. vyd. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2006, 192 s. ISBN 80-86726-15-0.
- [23] POISL, Martin. *Vliv hydraulických regulačních systémů traktorů na vybrané provozní parametry*. Brno, 2008. Diplomová práce. Mendelova univerzita v Brně, Agronomická fakulta, Ústav techniky a automobilové dopravy
- [24] Agromex. *Fendt 500 Vario SCR - Hydraulika-firemni literatura* [online]. 2013 [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: <http://www.agromex.cz/d449-hydraulika.html>
- [25] AXION 850-810. *Agrall zemědělská technika* [online]. 2013 [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: <http://www.agrall.cz/produkt/33/axion-850-810>
- [26] *Traktorové závaží betonové 600 kg. Zemědělské potřeby eshop* [online]. 2014 [cit. 2014-05-26]. Dostupné z: <http://www.vltava2000.cz/zemedelske-potreby/goods-zavazi600-484-traktorove-zavazi-betonove-600-kg.html>
-

11 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Jednotka	Popis
b	m	výška hladiny oleje
D	m	vnitřní průměr válce
d	m	průměr pístnice
g	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	gravitační zrychlení
h	m	výška
i	-	převodový poměr
n	s^{-1}	otáčky
P	W	příkon
p	Pa	tlak
Q	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$	objemový průtok
Q_t	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$	teoretický objemový průtok
S	m^2	plocha
T	W	tepelný výkon
V	W	výkon
V_g	m^3	geometrický objem
v	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	rychlost proudění
Y_z	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	měrná ztrátová energie
Y_{zD}	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	délková měrná ztrátová energie
Y_{zM}	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	místní měrná ztrátová energie
λ	-	součinitel délkových ztrát
η	-	účinnost
ζ	-	součinitel místních ztrát
ρ	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	hustota
ω	$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	úhlová rychlost

Zkratka	Jednotka	Popis
<i>CVT</i>	-	Continuously Variable Transmission
<i>LS</i>	-	Load Sensing
<i>MZS</i>	-	Místní Ztrátové Součinitele
<i>SDZ</i>	-	Součinitele Délkových Ztrát
<i>HM</i>	-	Hydromotor
<i>HG</i>	-	Hydrogenerátor